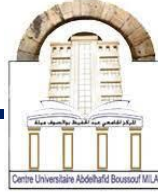


الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Centre Universitaire Abd elhafid boussouf - Mila

Institut des sciences et de la technologie
Département de Génie Mécanique et Électromécanique

N° Réf:.....

Mémoire préparé En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

En: **Génie Mécanique**

Spécialité : **Energétique**

**Simulation numérique d'un jet impactant
une paroi plane**

Préparé par : BOULBAIR Mohammed

BEN MAKHLOUF Aya

Soutenu devant le jury :

Boubeghal Abdelouahab	C. U. Abdelhafid Boussouf, Mila	Président
Bouchoucha Abdelmalek	C. U. Abdelhafid Boussouf, Mila	Examineur
Derdouri Amina	C. U. Abdelhafid Boussouf, Mila	Encadreur

Année universitaire : **2023/2024**

Dédicace

Je dédie ce travail qui est le fruit de mes années d'étude à :

Celle qui m'a arrosé de tendresse et d'espoir, à la source d'amour insatiable à la personne aux sentiments fragiles qui ma bénie par ces prières ...Ma mère.

A mon support dans ma vie, qui m'a appris m'a supporté et ma dirigé vers la gloire...Mon père.

Mes parents qui se sont sacrifiés pour moi et qui sont la raison de mon succès.

A mon oncle que je considère comme mon père, A la femme de mon oncle qui est comme ma mère, ils m'ont beaucoup donné de motivation et de force.

A ma grand-mère, l'amour de ma vie qui ma bénie par ces prières afin d'atteindre mon objectif.

A toute ma grande famille Boulbair et la famille Teboub, chacun par son nom.

A mes chers frères : Hamza, Youcef, Amine et mon petit frère Amir.

A mes chères sœurs : Meryem, Sara, Chourouk, Imen et Rahma.

A tous mes amis et mes camarades chacun par son nom en particulier Aya Benmakhlouf et Haythem Reguig.

À tous ceux qui étaient avec moi et m'ont encouragé.

Sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du secondaire ou de l'enseignement supérieur.

Enfin, à toute la famille de département génie mécanique à Mila.

Boulbair Mohammed

Dédicace

Je dédie cet humble travail

À ma maman et mon père (رحمه الله)

Pour leur amour, leur sacrifice,

Leur encouragement constant

À mes frères Youcef et Taha

et mes sœurs Nada et Lina

Pour toute ma famille

A tous mes amis

Aux camarades de classe en particulier

Mohammed Boulbair

À tous ceux qui ont donné de son temps pour la science

Et pour tous ceux qui utilisent la science pour de bon

Et la prospérité de l'humanité.

Benmakhlouf Aya

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier ALLAH, tout puissant, de nous avoir donnée la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Nous remercions le Docteur DERDOURI Amina notre encadreur d'abord, d'avoir accepté de nous encadrer, et puis pour son aide, ses conseils et ses orientations.

Nous remercierons sincèrement Dr. Boubeghal Abdelouahab Pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être le président du jury.

Un grand merci à Dr. Bouchoucha Abdelmalek d'avoir acceptée d'examiner et juger ce modeste travail.

Nous adressons également nos remerciements tous nos enseignants qui nous ont donné la base de la science.

Résumé

Le présent travail est une simulation numérique par le code ANSYS Fluent d'un jet impactant une paroi plane. L'effet de nombre de Reynolds, rayon de la plaque sur le diamètre de jet et la différence de température entre jet et de paroi sur la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur est simulé numériquement utilisant le modèle de turbulence SST $k-\omega$. La configuration de jet impactant considère avec une distance buse-paroi normalisé par le diamètre $H/D = 2$, le nombre de Reynolds varie entre $Re = 5000$ à 30000 , le rayon de la plaque/diamètre de jet varie de 4 jusqu'à 10 et la différence de température 34 jusqu'à 64 ($^{\circ}\text{C}$). Les résultats montre que concernant l'effet du nombre de Reynolds, la valeur la plus élevée du nombre de Nusselt est obtenue pour la valeur de $Re = 30000$ et pour l'effet de R/D la valeur la plus élevée du nombre de Nusselt est obtenue pour la valeur de $R/D = 4$ et la valeur a plus élevé de nombre de Nusselt est obtenu pour la valeur $\Delta T = 64$ ($^{\circ}\text{C}$) concernant l'effet de différence de température.

Mots clés : jet impactant axisymétrique, paroi plane, transfert de chaleur, nombre de Nusselt, modèle de turbulence SST $k-\omega$.

Abstract

The present work is a numerical simulation using the ANSYS Fluent code of a jet impinging a flat wall. The effect of Reynolds number, plate radius on jet diameter and temperature difference between jet and wall on flow dynamics and heat transfer is simulated numerically using the turbulence model SST k- ω .

The impinging jet configuration considers with a nozzle-wall distance $H/D = 2$, the Reynolds number varies between $Re = 5000$ to 30000 , the plate radius/jet diameter varies from 4 up to 10 and the temperature difference 34 up to 64 ($^{\circ}C$).

The results show that regarding the effect of the Reynolds number, the highest value of the Nusselt number is obtained for the value of $Re = 30000$ and for the effect of R/D the highest value of the Nusselt number is obtained for the value of $R/D = 4$ and the value a higher Nusselt number is obtained for the value $\Delta T = 64$ ($^{\circ}C$) regarding the effect of temperature difference.

Keywords: axisymmetric impinging jet, flat plate, heat transfer, Nusselt number, SST k- ω turbulence model.

Arabe

العمل الحالي عبارة عن محاكاة عددية باستخدام كود ANSYS Fluent لطائرة نفاثة تصطدم بجدار مسطح.

تم محاكاة تأثير رقم رينولدز ونصف قطر اللوحة على قطر النفاث و فرق درجة الحرارة بين النفاث والجدار على ديناميكيات التدفق وانتقال الحرارة رقمياً باستخدام نموذج الاضطراب SST k- ω .

يأخذ تكوين النفاث المصطدم بعين الاعتبار مسافة جدار الفوهة $H/D=2$ ويتراوح رقم رينولدز من 5000 الى 30000 ويتراوح نصف قطر اللوحة / قطر النفاث من 4 الى 10 و فرق درجات الحرارة من 34 الى 64 درجة مئوية.

اظهرت النتائج انه بالنسبة لتأثير رقم رينولدز تم الحصول على اعلى قيمة لرقم نيسلت عند قيمة $Re=30000$ ، وبالنسبة لتأثير R/D تم الحصول على اعلى قيمة لرقم نيسلت عند $R/D=4$ ، و قد تم الحصول على اعلى قيمة لرقم نيسلت عند $T=64$ درجة مئوية فيما يتعلق بتأثير اختلاف درجات الحرارة.

الكلمات المفتاحية: النفاثات الارتطامية المحورية، السطح المموج، انتقال الحرارة، عدد نسلت، نموذج الاضطراب SST k- ω .

Table des matières

Remerciements.....	III
Résumé.....	IV
Abstract.....	V
Table des matières.....	VII
Nomenclature.....	IX
Liste des figures.....	XI
Liste des tableaux.....	XIII
Chapitre 1 Recherche bibliographique	1
1.1 Structure d'un jet impactant	1
1.1.1 Région du jet libre.....	1
1.1.2 Région d'impact.....	1
1.1.3 Région du jet pariétal	2
1.2 Travaux précédents :	2
1.3 Objectif de travail	8
1.4 Organisation du mémoire	8
Chapitre 2 Equations mathématiques et méthode de résolution.....	9
2.1 Introduction	9
2.2 Hypothèses simplificatrices	9
2.3 Equations instantanées.....	9
2.4 Equations moyennes	10
2.4.1 Modèle SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport).....	11
2.5 Géométries et condition aux limites	12
2.6 Méthodes numériques.....	13
Chapitre 3 Simulation sur le logiciel ANSYS.....	14
3.1 Définition Fluent.....	14
3.2 Etapes du logiciel.....	14
3.2.1 Création du projet	14
3.3 Création de la géométrie.....	16
3.3.1 Données géométrique	17
3.3.2 Maillage (Mesh).....	18
3.3.3 Fluent Launcher	19

3.3.4 Conditions aux limites	21
Chapitre 4 Discussion des résultats	25
4.1 Effet de maillage.....	25
4.2 Validation	26
4.3 Effet de nombre de Reynolds	27
4.4 Effet de R/D.....	31
4.5 Effet de différence de température	34
Conclusion et perspectives	38

Nomenclature

C_μ	Constante liée à la viscosité turbulente	(-)
D	Diamètre de jet	(m)
D_H	Diamètre hydraulique	(m)
G	Terme de production de l'énergie cinétique turbulente	(kg/ms ³)
H	Distance buse-paroi	(m)
I	Intensité de turbulence	(%)
k	Energie cinétique turbulente	(m ² /s ²)
\hat{P}	Pression instantanée	(Pa)
P	Pression moyenne	(Pa)
p	Fluctuation de pression	(Pa)
R	Rayon de la plaque d'impact	(m)
\hat{T}	Température instantanée	(K)
T	Température moyenne	(K)
\hat{U}_i	Composante de vitesse instantanée suivant x_i	(m/s)
U_i	Composante de vitesse moyenne suivant x_i	(m/s)
u_i	Fluctuation de vitesse suivant x_i	(m/s)

Lettres grecques:

δ_{ij}	Delta de Kronecker	(-)
θ	Fluctuation de température	(K)
μ	Viscosité dynamique	(kg/m.s)
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	(kg/m.s)
ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
ω	Taux de dissipation spécifique	(1/s)

Indice inférieur :

i, j	Indices utilisés dans la notation tensorielle
jet	Relatif au jet
in	Entrée

max	Maximum
moy	Moyenne
w	Paroi

Grandeur adimensionnelle :

$$\text{Nu} = \frac{Qh}{\lambda(T_w - T_{jet})} \quad \text{Nombre de Nusselt}$$

$$\text{Re} = \frac{V D_H}{\nu} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

Abréviations :

RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SST $k-\omega$	Shear Stress Transport- $k-\omega$

Liste des figures

1.1 : Zones d'écoulement dans un jet. Zone 1: région de mélange initiale, zone 2: jet établi, zone 3: zone de déflexion, zone 4: jet pariétal.....	4
1.2 : (a) Régions d'écoulement pour un jet incident à surface libre ; (b) zones d'écoulement d'un jet libre.....	5
2.1 : Géométrie et frontières du domaine.....	12
3.1 : L'interface de Workbench pour la création d'un projet.....	15
3.2 : L'étape pour l'entrée a <i>DesignModeler</i>	15
3.3 : Interface du Workbench.....	16
3.4 : Création de géométrie.....	17
3.5 : Géométrie du Domain.....	18
3.6: Maillage de la géométrie.....	18
3.7 : Interface de Fluent Launcher.....	19
3.8 : Vérification du Maillage.....	19
3.9 : Établir l'équation d'énergie et le modèle de turbulence.....	20
3.10 : Propriétés des matériaux.....	20
3.11 : les conditions aux limites.....	21
3.12 : Schéma de solution.....	22
3.13: Initialisation par vitesse et la température à l'entrée.....	23
3.14 : Lancement les itérations.....	24
3.15 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.....	24
4.1 : Les profils de vitesse, température et l'énergie cinétique turbulente k dans les trois maillages.....	26

4.2 : Comparaison de valeurs numériques et expérimentales (Sagot 2008) du nombre de Nusselt moyen.....	27
4.3 : les contours de vitesse -effet du Reynolds.....	28
4.4 : Les profils de la vitesse -effet de Reynolds.....	28
4.5 : les contours de l'énergie cinétique turbulente k-effet du Reynolds.....	29
4.6 : Les profils de l'énergie cinétique turbulente K -effet de Reynolds.....	29
4.7 : les contours de température -effet du Reynolds.....	30
4.8 : Les profils de la température -effet de Reynolds $r=0.002(m)$ $x=0.003(m)$	30
4.9 : Contours de vitesse -effet de R/D (mm).....	31
4.10 : Les profils de la vitesse -effet de R/D.....	32
4.11 : Contours de l'énergie cinétique turbulente -effet de R/D (mm).....	32
4.12 : Les profils de l'énergie cinétique turbulente K -effet de R/D.....	33
4.13 : Contours de température -effet de R/D (mm).....	33
4.14 : Les profils de la température -effet de R/D $r=0.002(m)$ $x=0.003(m)$	34
4.15 : Contours de vitesse - Effet de ΔT	35
4.16 : Les profils de vitesse - Effet de ΔT	35
4.17 : Contours de l'énergie cinétique turbulente - Effet de ΔT	36
4.18 : Les profils de l'énergie cinétique turbulente - Effet de ΔT	36
4.19 : Contours de température - Effet de ΔT	37
4.20 : Les profils de la température - Effet de ΔT	37

Liste des tableaux

2.1 : Conditions aux limites.....	13
3.1 : Données géométrique.....	17
3.2 : Propriétés du fluide.....	21
4.1 : Nusselt moyen- Effet de Reynolds.....	31
4.2 : Nusselt moyen- Effet de R/D.....	34
4.3 : Nusselt moyen- Effet de ΔT	37

Chapitre 1 Recherche bibliographique

Le transfert de chaleur par impaction par jet est une technique à haute performance pour chauffer, refroidir ou sécher une surface. Les applications des jets impactantes sont :

- Le séchage des textiles, des films et du papier.
- Transformation de certains métaux et verres.
- Refroidissement des composants des turbines à gaz et de la paroi extérieure des chambres de combustion.
- Refroidissement d'équipements électroniques.

1.1 Structure d'un jet impactant

En général l'écoulement est décomposé en trois régions distinctes :

- Une région de jet libre
- Une région d'impact
- Une région de jet de paroi

1.1.1 Région du jet libre

Dans cette région loin de la paroi d'impact, le fluide s'écoule librement avec aucun effet de la paroi d'impact si la distance buse-paroi est suffisamment longue.

1.1.2 Région d'impact

Cette zone se caractérise par le point de stagnation de fluide avec une forte pression, une décélération suivant la normale à la paroi et une déviation du fluide suivant la direction parallèle à la paroi d'impact.

1.1.3 Région du jet pariétal

C'est la zone de l'écoulement se développant sur la surface d'impact en aval de la région de stagnation. Elle se caractérise par une forte vitesse radiale et un écoulement dominé par l'effet de la paroi.

1.2 Travaux précédents :

Des études numériques et expérimentales sur les jets impactantes fait l'objectif de plusieurs recherches dans cette section on va présenter quelques travaux.

Sagot et al. [1] ont réalisé des études expérimentales sur le transfert de chaleur par un jet axisymétrique impactant une plaque plane circulaire. Ils ont varié plusieurs paramètres, tel que le nombre de Reynolds Re de 10 000 à 30 000, le rapport entre le rayon de la plaque et le diamètre du jet (R/D) de 3 à 10, et la distance normalisée entre la buse et la paroi (H/D) de 2 à 6. Les résultats expérimentaux ont été comparés avec des simulations numériques utilisant le modèle de turbulence SST $k-\omega$ ainsi qu'avec d'autres données de la littérature. Les auteurs ont observé un bon accord entre la distribution locale du nombre de Nusselt prédite par le modèle SST $k-\omega$ et celle rapportée dans d'autres études pour un nombre de Reynolds $Re = 23\ 000$ et une distance $H/D = 2$.

Ravish et al. [2] Des expériences sont réalisées pour étudier les effets de la forme de la buse, de la température du jet et de la distance entre la buse et la distance (z/d) sur le jet de distribution de transfert de chaleur sur une plaque plane lisse. Influence de la température du jet (70-175°C) et des différents nombres de Reynolds (5000 - 23000) et des distances jet-plaque (1-10) pour les jets circulaires. L'influence de la forme de la buse (circulaire, carrée et triangulaire) sur la distribution locale et l'efficacité du transfert de chaleur. Le nombre de Reynolds est calculé sur la base d'un diamètre équivalent (10 mm). Le nombre de Nusselt mesuré sur la base du diamètre équivalent est le plus élevé pour une buse circulaire par rapport aux buses carrées et triangulaires. L'effet de la température du jet sur le transfert de chaleur est marginal et une commutation d'axe est observée pour les jets non circulaires. La commutation d'axe pour le mécanisme des buses triangulaires et carrées est régie par la dynamique ω_x . En conclusion, des résultats très importants ont été obtenus à partir desquels nous mentionnons, Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Le transfert de chaleur maximum est atteint à environ six distance du diamètre de la buse à la sortie de la buse, quelle que soit la température du jet. Les températures des jets ont un effet marginal sur le transfert de

chaleur. La forme de la buse affecte le transfert de chaleur moyen. Jet circulaire connaît le taux de transfert de chaleur le plus élevé par rapport à celui du jet carré puis de la buse triangulaire.

Stefan-Mugur et al. [3] présente une étude expérimentale et numérique sur un jets d'air circulaires sur des surfaces lisses. Il étudie l'évolution de l'écoulement lorsque le jet est dévié de sa trajectoire axiale vers la direction radiale, caractérisant la dynamique des jets non stationnaires. Des visualisations directes à haute vitesse sont utilisées pour observer les petites échelles de temps et de longueur. Ces résultats permettent d'orienter de futures simulations sur des géométries de parois plus complexes, soulignant l'importance du choix des cas de tests et des paramètres numériques.

Des données expérimentales de **K. Jambunathan et al. [4]** sur le taux de transfert de chaleur provenant de jets turbulents incidents à la sortie de buse compris, ont été rassemblées et examinées de manière critique à partir de la littérature considérable disponible sur le sujet. Ou il a utilisé une géométrie considérée est celle d'un seul jet circulaire frappant orthogonalement sur une surface plane avec des nombres de Rynolds entre 5 000 et 124 000, et des distances buse à plaque de 1,2 à 16 diamètres de buse et sur une région d'écoulement allant jusqu'à six diamètres de buse à partir du point de stagnation. Les corrélations existantes expriment le coefficient de transfert de chaleur local, défini par le nombre de Nusselt, en fonction du nombre de Reynolds à la sortie de la buse, élevé à une puissance constante. Les données empiriques suggèrent que l'exposant reliant le nombre de Nusselt au nombre de Reynolds devrait varier selon l'espacement buse-plaque et le déplacement radial à partir du point de stagnation et l'examen suggère également que le nombre de Nusselt est indépendant de l'espacement buse-plaque jusqu'à une valeur de 12 diamètres de buse à des rayons supérieurs à six diamètres de buse à partir du point de stagnation.

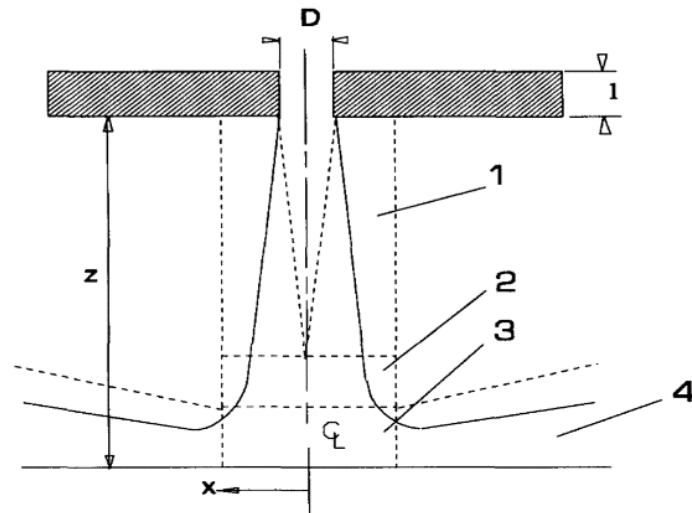


Figure 1.1 : Zones d'écoulement dans un jet. Zone 1: région de mélange initiale, zone 2: jet établi, zone 3: zone de déflexion, zone 4: jet pariétal. [4].

Viskanta. [5] étudier les caractéristiques de transfert de chaleur de l'air turbulent isotherme simple et multiple, ainsi que des jets de flammes sur les surfaces, en mettant l'accent sur les phénomènes physiques plutôt que sur les corrélations empiriques. Les jets bidimensionnels circulaires et à fentes sont pris en compte, avec l'effet du flux transversal sur le transfert de chaleur. Bien que les jets isothermes et les jets à flamme présentent des différences dans leurs caractéristiques, le transfert de chaleur au point de stagnation peut être décrit de manière similaire. La revue se concentre sur les applications dans le domaine du traitement des matériaux, identifiant également les domaines de recherche nécessitant une attention particulière.

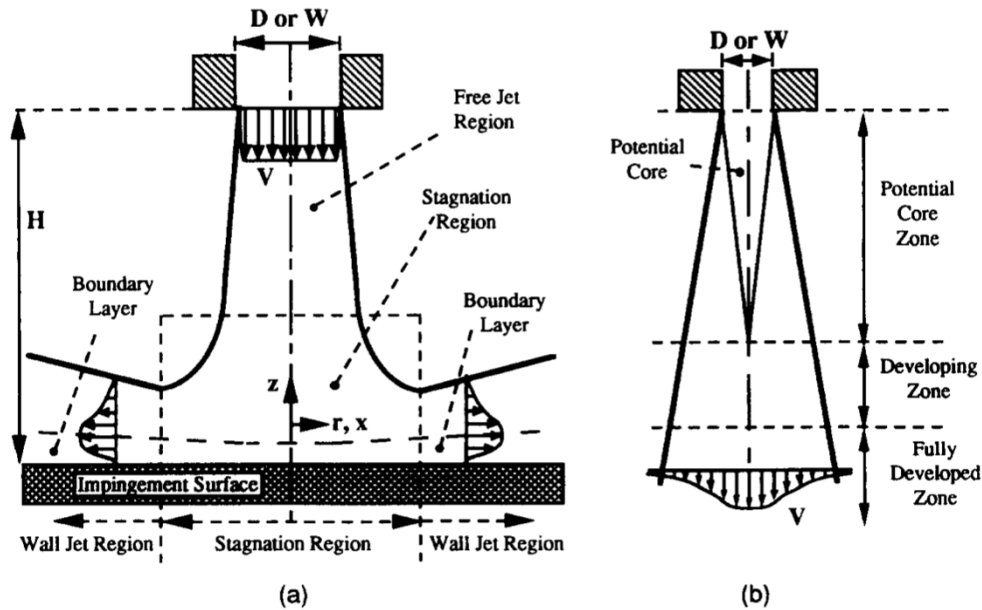


Figure 1.2 : (a) Régions d'écoulement pour un jet incident à surface libre ; (b) zones d'écoulement d'un jet libre. Viskanta [5].

NASSEM UDDIN et al (2013). [6] ont réalisé une simulation numérique d'un jet froid impactant une plaque plate chauffée. Les simulations sont réalisées à l'aide du code FASTEST et du modèle LES. Ils ont utilisé deux nombres de Reynolds $Re = 23000$ et $Re = 13000$ à la distance $H = 2D$.

L'objectif de cette étude est de mieux comprendre les caractéristiques d'écoulement du, notamment son comportement thermique. Ils ont constaté que l'accélération du flux dans la région de développement de la couche limite.

COOPER et all (1993). [7] ont réalisé une étude expérimentale d'un jet axisymétrique impactant une plaque plane à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Ils ont étudié les effets de la hauteur du jet, du nombre de Reynolds et du diamètre du jet sur la plaque. La configuration utilisée fournit des données de transfert thermique (numéro Nusselt).

L'écoulement se produit dans un tuyau en cuivre de longueur $L = 2,1$ [m], de deux diamètres $D = 26$ [mm] et $D = 101,6$ [mm] et de deux nombres de Reynolds $Re = 23\ 000$ et $Re = 70\ 000$. L'air sortant de ce tube heurte une plaque plate. Tous les résultats expérimentaux sur la dynamique des jets de choc turbulents axisymétriques par COOPER et al.

ZIDOUNI et MATAOUI (2007). [8] ont réalisé des simulations numériques d'un jet rond frappant une cavité cylindrique avec un transfert de chaleur pour des nombres de Reynolds variant entre 20 000 et 100 000.

Les simulations ont été réalisées avec un modèle de turbulence $k-\varepsilon$ en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus montrent que pour le même nombre de Reynolds, il existe un transfert thermique important dans la surface frontale et que le nombre de Nusselt sur la paroi frontale présente deux pics le premier au point d'arrêt et le suivant à la sortie de jet pariétal.

Pierre AILLAUD, Florent DUCHAINE, Laurent GICQUEL (2015). [9] présentent une étude de simulation aérothermique à grande échelle (SGE) d'un jet circulaire de diamètre frappant une paroi plane. Le nombre de Reynolds est de 23 000 et la distance entre les plaques de poutre est $H = 2D$.

Après validation, nous analysons cette base de données numérique pour comprendre l'occurrence du deuxième pic dans la distribution radiale du nombre de Nusselt. À cette fin, des statistiques d'ordre supérieur sont générées à l'aide de séries temporelles de vitesse et de pression.

Ces statistiques sont analysées avec la densité de probabilité de la série temporelle de température pour caractériser les propriétés aérothermiques du jet impactant.

DAIRAY et coll. (2011). [10] ont utilisé la simulation numérique directe (DNS) à l'aide du code « Incompact3d » pour étudier un faisceau axisymétrique confiné frappant un mur plat. L'objectif est de clarifier les conditions de sortie. Trois cas sont présentés dans cette étude. Le premier est un flux 2D stable avec un faible nombre de Reynolds $Re=50$, le second est un flux 2D instable avec un nombre de Reynolds $Re=5300$ et le dernier est un flux 3D stable avec un nombre de Reynolds $Re=50$. Dans le premier cas, nous avons constaté que le choix des conditions de sortie n'affecte pas la dynamique de l'écoulement. Le deuxième cas est celui dans lequel les auteurs soulignent la difficulté de mettre en œuvre des conditions de sortie qui n'affectent pas la dynamique globale du flux après augmentation du nombre de Reynolds.

Mataui.

Ashforth-Frost et Jambunathan. [11] ont réalisé une étude expérimentale et numérique d'un jet plan semi-confiné impactant une surface plane avec un nombre de Reynolds fixe $Re = 20000$

et une distance buse-paroi égale à 2. Des champs de vitesse moyenne et de turbulence ont été obtenus par l'Anémométrie Laser Doppler et des mesures du transfert de chaleur ont été effectuées à l'aide de la thermographie par cristaux liquides. Une surestimation d'environ 300% du nombre de Nusselt au point de stagnation est obtenue en utilisant le modèle k- ϵ standard. Ceci est attribué aux valeurs exagérées de l'intensité de turbulence prédite par ce modèle dans cette zone. En aval, dans le jet pariétal, le transfert de chaleur est mieux prédit, avec une erreur d'environ 20%.

Mc Daniel. [12] a étudié expérimentalement les propriétés de transfert de chaleur d'un cylindre exposé à un jet d'air impactant. Dans cette étude, nous nous sommes concentrés sur le nombre de Reynolds compris entre 600 et 8000. Deux profils de buses du jet ont été étudiés, profilé doux et à bord tranchant pour des rapports diamètre du cylindre-dimension de la buse de 0,66, 1,0 et 2,0, ainsi que pour l'espacement sortie de buse par la dimension de l'injecteur dans la gamme $1 < z / w < 11$. Le nombre de Nusselt moyen montre une dépendance plus forte du nombre de Reynolds pour l'orifice à bord tranchant que pour l'orifice.

Wienand et al. [13] ont étudié numériquement un jet turbulent impactant une plaque plane avec un nombre de Reynolds fixe $Re = 23000$ et une distance buse-paroi H/D variant de 2 jusqu'à 14. Ils ont employé les modèles de turbulence SST k- ω et Kato-Launder modifié. Cette étude avait pour objectif d'analyser les caractéristiques de la dynamique de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats de cette étude ont été comparés avec ceux extraits de la base de données ERCOFTAC. Dans une deuxième partie du travail, les auteurs ont étudié l'influence du maillage près de la paroi d'impact en particulier le le paramètre Y_+ (distance adimensionnelle suivant la normale à la paroi) sur la solution pour une distance buse-paroi $H/D = 6$. A l'aide de la modification Kato-Launder, les fluctuations turbulentes ont diminué dans la région de stagnation du jet par rapport au modèle SST k- ω standard, mais ont augmenté légèrement dans la région du jet pariétal. Par conséquent, la modification Kato-Launder a réduit le transfert de chaleur dans la région de stagnation, pour les distances buse-paroi inférieures à $H/D = 6$.

Derdouri et al. [14] ont étudié numériquement le chauffage par jet impactant d'une surface circulaire comportant des ondulations carrées. Ils ont examiné l'influence de la distance buse-paroi (H/D) et le rayon de la plaque normalisé par le diamètre du jet (R/D) sur le transfert

thermique. La valeur du nombre de Nusselt moyen la plus élevée a été observée pour $R/D = 4$ et $H/D = 2$.

S. Kakac et al. [15] (2005) ont fait une recherche bibliographique sur les aspects fondamentaux et les avancées récentes dans le domaine du transfert de chaleur par impact de jets. Il aborde les mécanismes de transfert de chaleur, les corrélations de transfert de chaleur, les effets de la géométrie du jet, ainsi que les applications industrielles du refroidissement par impact de jets.

1.3 Objectif de travail

L'objectif du présent mémoire est la simulation numérique par le code ANSYS fluent d'un jet turbulent axisymétrique une paroi plane. L'effet de nombre de Reynolds (Re), Rayon de la plaque sur le diamètre de jet (R/D) et la différence de température entre le jet et la paroi (ΔT) sur le champ dynamique et thermique ont été étudiés. La turbulence prise en compte en utilisant le modèle de turbulence SST $k-\omega$.

1.4 Organisation du mémoire

Ce mémoire est organisé comme suite :

- Le premier chapitre est consacré pour l'étude bibliographique d'un jet impactant une paroi plane.
- Le deuxième chapitre présente les équations mathématiques et le modèle de turbulence SST $k-\omega$ et quelque détaille de méthode numérique.
- Le troisième chapitre expose les différentes étapes à suivre dans la simulation par le logiciel ANSYS Fluent.
- Le quatrième chapitre discute les résultats d'un jet turbulent axisymétrique impactant une paroi plane obtenues avec le modèle de turbulence SST $k-\omega$. Les résultats l'effet de nombre de Reynolds (Re), Rayon de la plaque sur le diamètre de jet (R/D) et la différence de température entre le jet et la paroi (ΔT).

Ce mémoire se termine par une conclusion et quelque perspective.

Chapitre 2 Equations mathématiques et méthode de résolution

2.1 Introduction

Ce chapitre présenter les équations mathématiques et quelque détaille sur les méthodes numériques utilisé par le ANSYS, qui décrivent le comportement du fluide (la pression, les composantes de la vitesse, la température...). Ces variables sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Dans ce chapitre on va expose la formulation mathématique puis présenter la méthode numérique utilisée pour résoudre ces équations.

2.2 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier l'analyse du problème étudié on suppose :

- Ecoulement axisymétrique en moyenne.
- Ecoulement permanent en moyenne.
- Ecoulement turbulent.
- Fluide incompressible $\rho = \text{cte}$.
- Fluide Newtonien, viscosité indépendante du taux de déformation du fluide. En fait dans le présent travail, il est supposé que $\mu = \text{cte}$.
- Chaleur spécifique et conductivité thermique constantes.

2.3 Equations instantanées

Les équations instantanées qui régissent un écoulement turbulent d'un fluide incompressible et newtonien sont présentées ci-dessous.

- Equation de continuité

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-1)$$

- Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \bar{U}_j \frac{(\partial \bar{U}_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-2)$$

- Equation de conservation d'énergie

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{U}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (2-3)$$

2.4 Equations moyennes

Les équations (2-1), (2-2) et (2-3) permettent de résoudre le problème en régime laminaire. Dans notre cas on va étudier un jet turbulent axisymétrique en moyenne. Pour cela on présente l'approche statistique de Reynolds qui décompose les variables en deux valeurs : une valeur moyenne dans le temps et une valeur fluctuante

$$\bar{U}_i(x, t) = U_i(x) + u_i(x, t) \quad (2-4)$$

$$\bar{P}(x, t) = P(x) + p(x, t) \quad (2-5)$$

$$\bar{T}(x, t) = T(x) + \theta(x, t) \quad (2-6)$$

En introduisant la décomposition de Reynolds sur le système d'équations (2-1), (2-2) et (2-3), on obtient ce qui suit:

- Equation de continuité moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-7)$$

- Equations de quantité de mouvement moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (2-8)$$

- Equation de l'énergie moyenne :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j \theta} \right) \quad (2-9)$$

Dans le système (2-7), (2-8) et (2-9) apparaissent des termes inconnus qui sont les contraintes de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ et les flux turbulents de chaleur $\overline{u_j \theta}$. Ces termes posent un problème de fermeture des équations. Le modèle de turbulence SST k- ω assure la fermeture des équations. Ce modèle se base sur le concept de Boussinesq qui permet d'exprimer les contraintes de Reynolds comme suit :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-10)$$

Par analogie :

$$-\rho \overline{u_j \theta} = \rho \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad \text{avec} \quad \rho \alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad \text{et} \quad Pr_t = 0.85 \quad (2-11)$$

Il est à noter que le problème de fermeture du système d'équations est résolu si on arrive à déterminer μ_t et k qui apparaissent dans l'équation (2-10).

2.4.1 Modèle SST k - ω (Shear Stress Transport)

Le modèle de turbulence SST k - ω a été proposé par **Menter [16]**. C'est un modèle à deux équations de transport : la première pour l'énergie cinétique turbulente k et la deuxième pour le taux de dissipation spécifique ω . Ce modèle utilise les avantages du modèle k - ω standard de **Wilcox [17]** près de la paroi et du modèle k - ε standard de **Launder et Spalding [18]** loin de la paroi. Les équations de transport k et ω s'écrivent comme suit.

– Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Gk - Yk \quad (2-12)$$

Equation du taux de dissipation de l'énergie ω :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma \omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G\omega - Y\omega + D\omega \quad (2-12)$$

Gk : Taux de production de l'énergie cinétique turbulente k .

$G\omega$: Taux de production du taux de dissipation spécifique ω .

$\Gamma k, \Gamma \omega$: Coefficients de diffusion effective de k et ω .

$Yk, Y\omega$: Taux de dissipation de k et ω .

$D\omega$: Terme de diffusion croisée provenant de la transformation de la formulation k - ε en une formulation k - ω

Les valeurs de k et ω ainsi obtenues sont utilisées pour déterminer la viscosité turbulente μ_t , voir documentation **ANSYS-Fluent [19]**.

2.5 Géométries et condition aux limites

La figure 2.1 présente la configuration et les frontières du domaine d'étude d'un jet rond axisymétrique impactant une paroi plane. Le diamètre du jet varie de $D = 2.4$ jusqu'à 6 (mm), la distance buse-paroi normalisée par le diamètre $H/D = 2$, le rayon de la plaque d'impact $R = 24$ (mm). Les limites du domaine numérique sont un axe de symétrie à gauche, une paroi corruguée en bas, une frontière d'entraînement libre à droite et en haut.

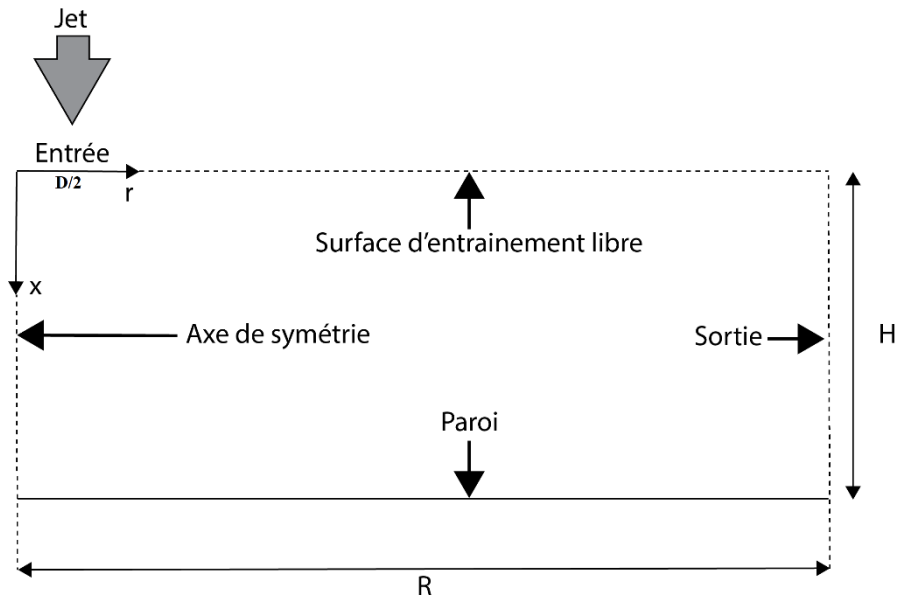


Figure 2.1 Géométrie et frontières du domaine.

Dans le tableau 1 nous fournissons un résumé des conditions aux limites imposées au niveau des différentes frontières du domaine :

Tableau 2.1 : Conditions aux limites.

Variable / Condition	V_x	V_r	k	ω	T
Entrée	$V_{in} = \frac{\mu Re}{\rho D}$	$V_r = 0$	$I = 5\%$ $k = \frac{3}{2} (V_{in} I)^2$	$\omega = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{c \mu^{\frac{1}{4}} l}$ Avec $l = 0.07 D_H$	325.5
Axe de symétrie	$\frac{\partial v_x}{\partial r} = 0$	$V_r = 0$	$\frac{\partial k}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial \omega}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$
Paroi	$V_x = 0$	$V_r = 0$	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\omega = \frac{\rho (u^*)^2}{\mu} \omega^+$	277

- Dans les frontières d'entraînement libre la pression est égale à la pression atmosphérique. La vitesse est obtenue en appliquant l'équation de continuité locale à chaque volume fini adjacent à cette frontière.
- Aussi, dans le cas où le fluide est aspiré vers l'intérieur du domaine, la température $T = 298$ (K)

2.6 Méthodes numériques

La simulation des écoulements a été faite par le code commercial ANSYS 2023. Ce code utilise la méthode des volumes finis. Dans cette étude d'un jet axisymétrique impactant une paroi corruguée nous avons :

- Choisi le modèle de turbulence SST $k-\omega$,
- Traité le couplage de pression-vitesse par l'algorithme SIMPLE,
- Utilisé le schéma numérique UPWIND second ordre pour discrétiser le terme convectif dans les équations des composantes de la vitesse, de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation spécifique,
- Considéré que la solution a convergé quand les résidus de toutes les équations sont inférieurs à 10^{-5} .

Chapitre 3 Simulation sur le logiciel ANSYS

Dans ce chapitre on va exposer les étapes de simulation numérique d'un jet turbulent impactant une paroi plane qui sera réalisée à l'aide du logiciel ANSYS WORKBENCH qui utilise la méthode des volumes finis.

3.1 Définition Fluent

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. ANSYS Fluent est considéré comme l'un des programmes les plus puissants et les plus connus au monde dans le domaine des études et de la recherche avancée. Le programme a été publié et commercialisé au XIX^e siècle, c'est-à-dire en 1970, lorsqu'il a été utilisé dans le monde entier et dans divers domaines tels que les sciences du génie civil et mécanique, le génie électrique et électronique.

Les grandes étapes d'ANSYS WORKBENCH sont :

- *Workbench* pour créer le projet.
- *Fluid Flow (Fluent)*.
- Dessiner la géométrie sous *Design Modeler*.
- Maillage avec *Mesh*.
- Exploiter le maillage avec *Fluent*.

3.2 Étapes du logiciel

3.2.1 Création du projet

Pour la création de projet, premièrement il faut démarrer *Workbench*. Un nouveau Project s'ouvre automatiquement. Nous choisissons parmi la *Toolbox* → *Fluid Flow (Fluent)*.

Il faut cliquer deux fois sur « *Fluid Fluent* » ou glissez jusqu'à l'espace de travail.

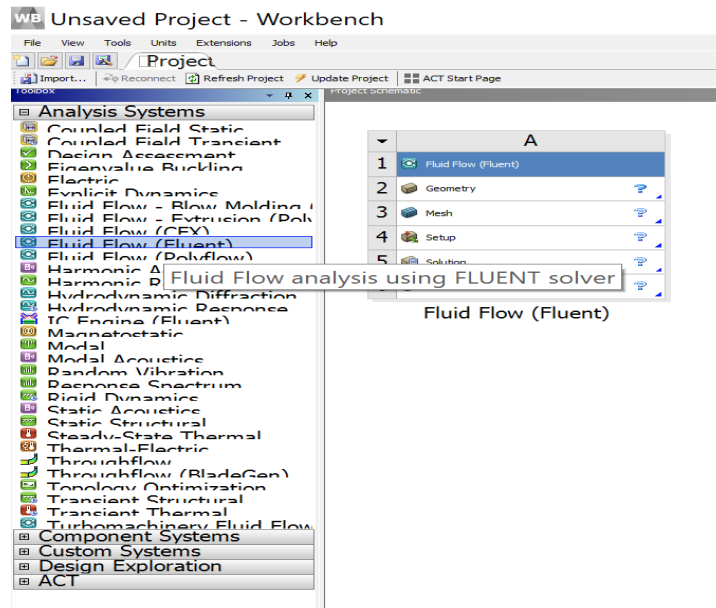


Figure 3.1: L'interface de Workbench pour la création d'un projet.

Pour sélectionner le type de forme géométrique que vous souhaitez créer. Cliquez sur *Geometry* par le bouton à droite de la souris et choisir *New desingModeler Geometry*.

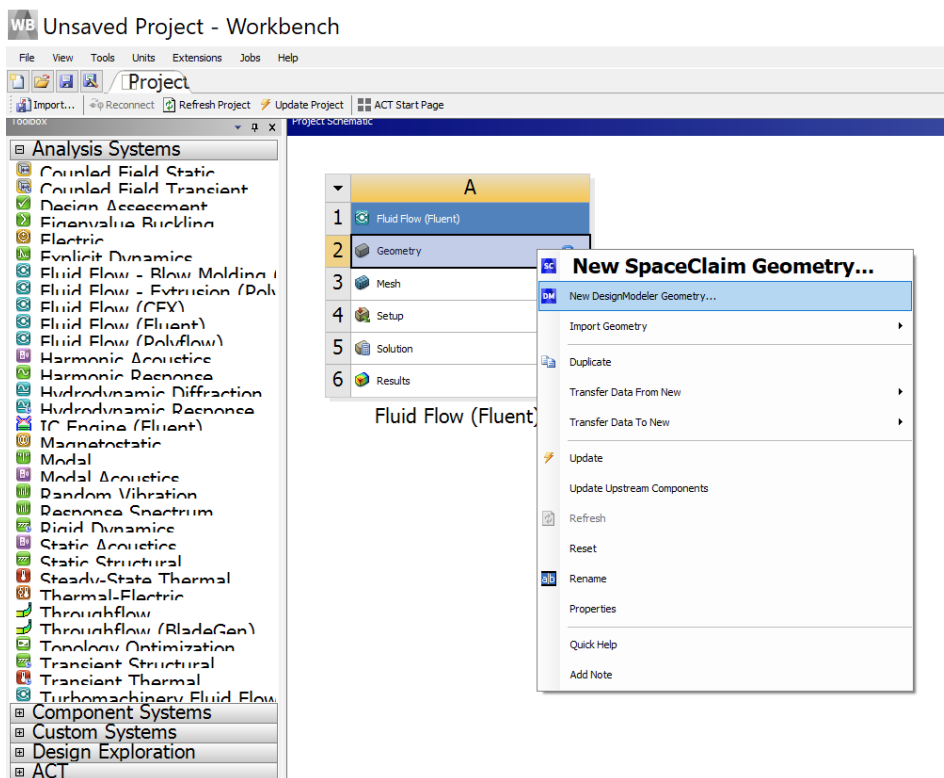


Figure 3.2: L'étape pour l'entrée à *DesignModeler*.

Tout d'abord de dessiner la géométrie, nous allons enregistrer le projet par les étapes suivants : *File* → *Save as* et choisissez le dossier dans lequel vous souhaitez enregistrer et vous l'appellez comme vous voulez.

3.3 Création de la géométrie

Avant de dessiner la géométrie, il nous doit choisir l'unité caractéristique pour tracer la géométrie.

Dans notre cas nous avons choisir le millimètre.

Pour créer une géométrie, nous avons suivre les étapes suivant :

- Choisir un Plane de travail 2D/3D (dans notre problème on a choisir une plane 2D XY)
- Sketching → Draw → Line pour tracer la géométrie
- Préciser les côtes
- Transformer le dessin en Edge

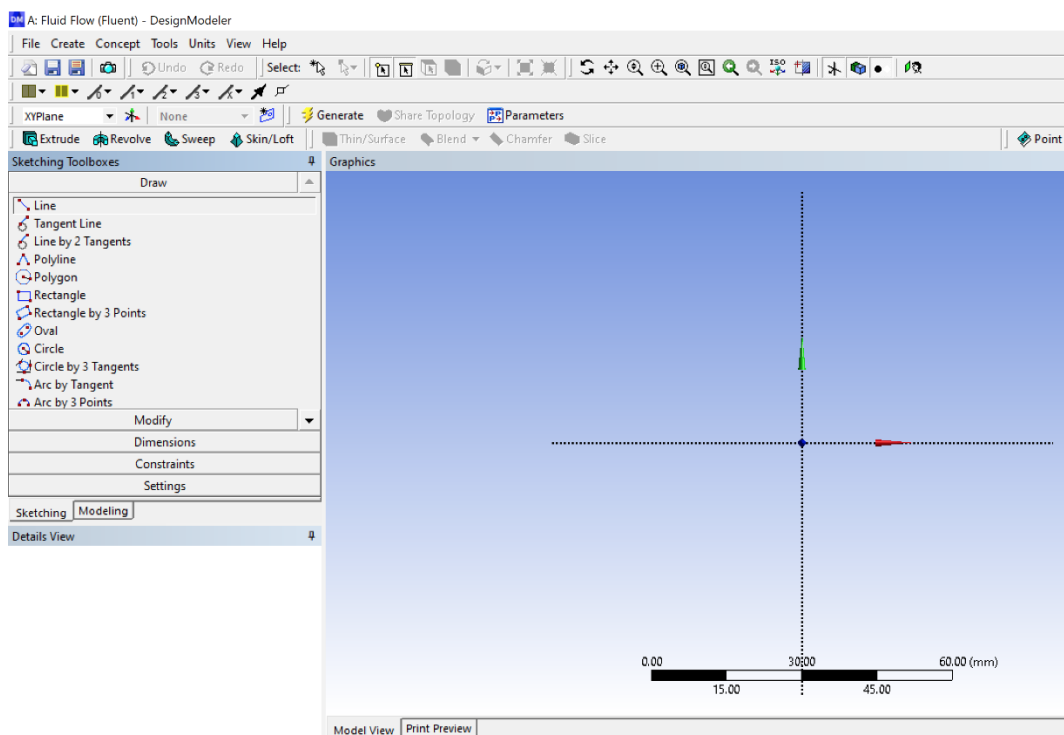


Figure 3.3: Interface du Workbench.

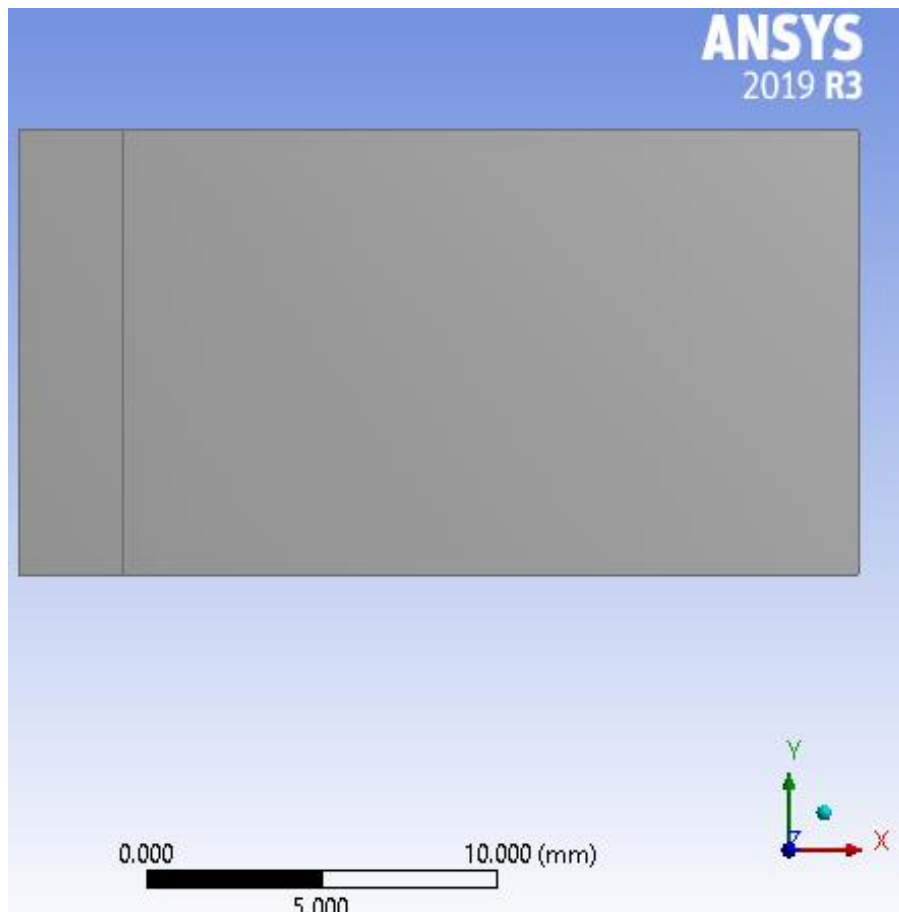


Figure 3.4: Création de géométrie.

3.3.1 Données géométrique

Le tableau 3.1 présente les données géométriques utilisées pour les simulations.

Tableau 3.1 : Données géométrique.

R	24 (mm)
H/D	2
D	2.4, 3, 4 et 6
R/D	4, 6, 8 et 10

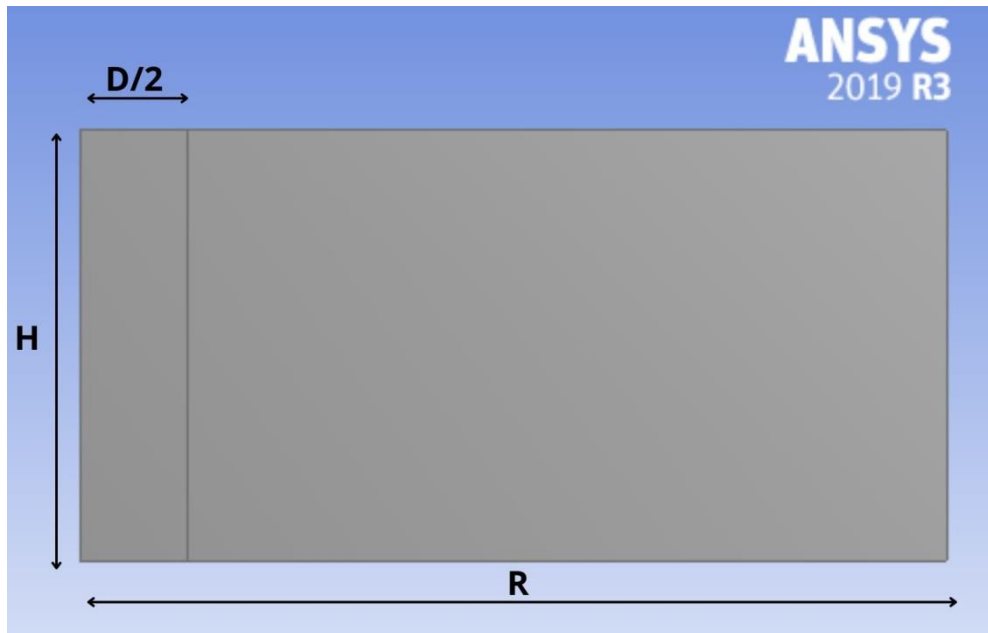


Figure 3.5: Géométrie du Domain.

3.3.2 Maillage (Mesh)

Après avoir terminé la géométrie du modèle préparée, nous passons à l'étape suivante, qui est de créer un maillage approprié du domaine d'écoulement. Le logiciel ANSYS Fluent propose diverses options pour générer les maillages structurés ou non structurés. Lorsque nous ouvrons Meshing, nous recherchons l'outil Mesh, cliquons dessus et suivons les étapes suivantes :

- Mesh
- Sizing (choisir nombre de division)
- Face Meshing (pour structurer le maillage)

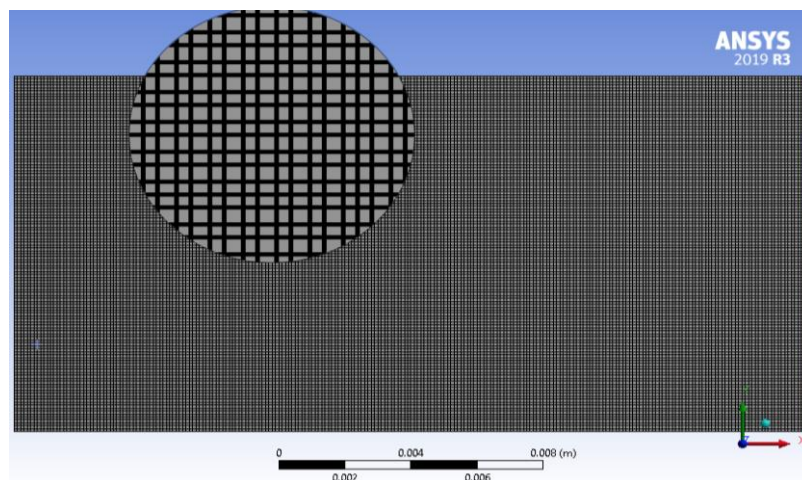


Figure 3.6: Maillage de la géométrie.

3.3.3 Fluent Launcher

Dans cette partie présente les étapes à suivre pour effectuer une simulation réussie d'un jet turbulent axisymétrique qui impacte une surface plane.

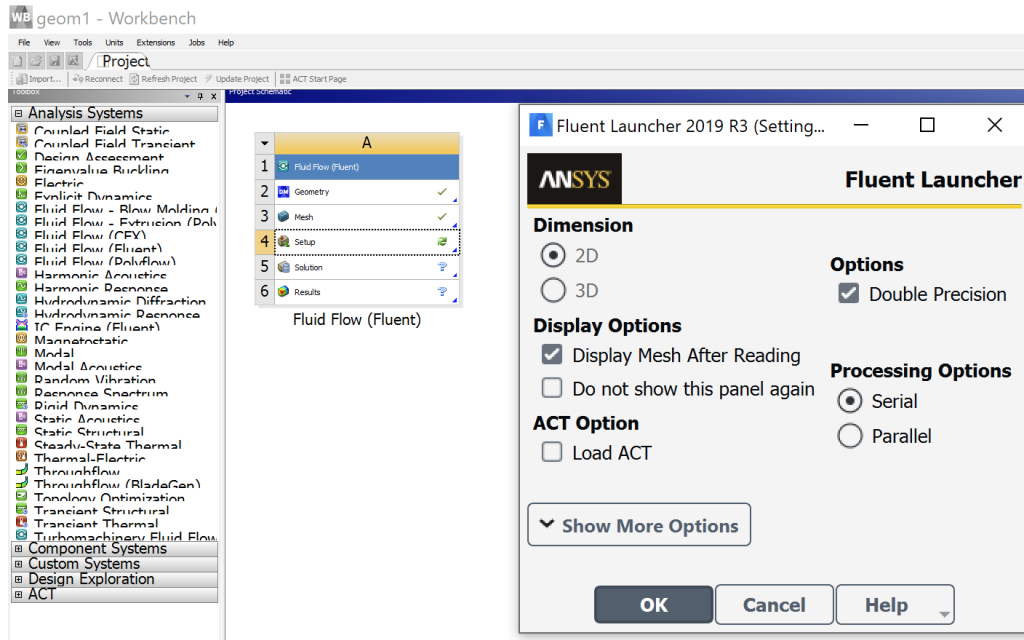


Figure 3.7: Interface de Fluent Launcher.

Pour lancer la fenêtre de *Fluent Launcher* en double cliquant sur *Setup* dans la boîte *Workbench*

- La vérification du Maillage : Setup → General → Check

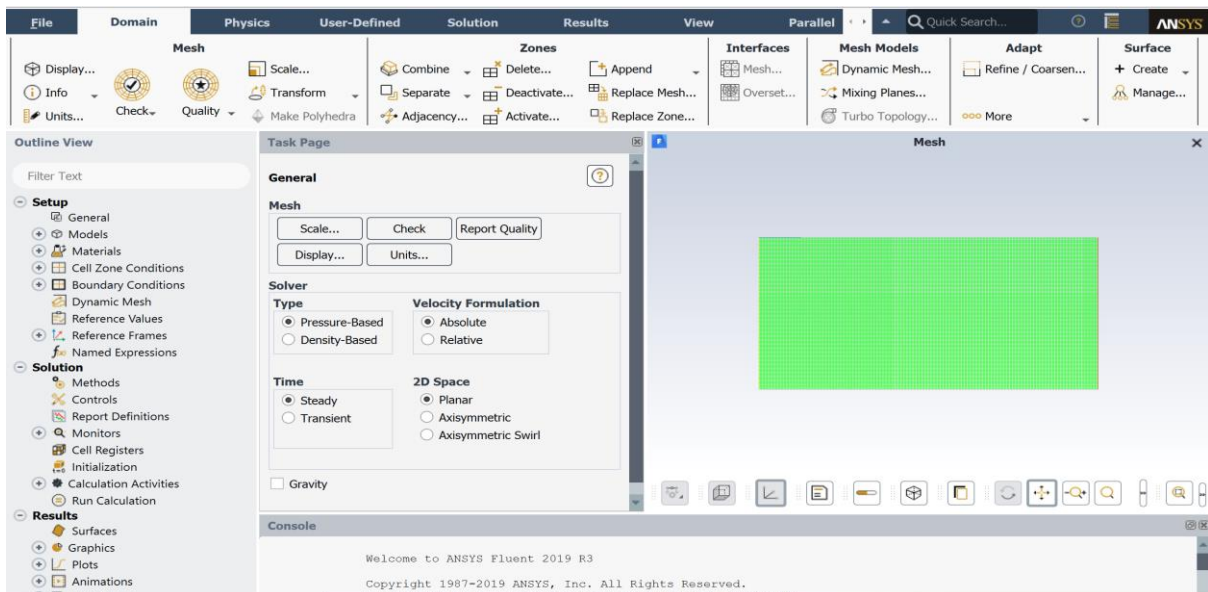


Figure 3.8: Vérification du Maillage.

- Changement de l'unité : Setup → General → Scale (fluent travaille en [m])
- Choix du Modèle de turbulence : Setup → Models → Viscous (SST K-omega)
- Activer l'équation d'Énergie : Setup → Models → Energy (On)

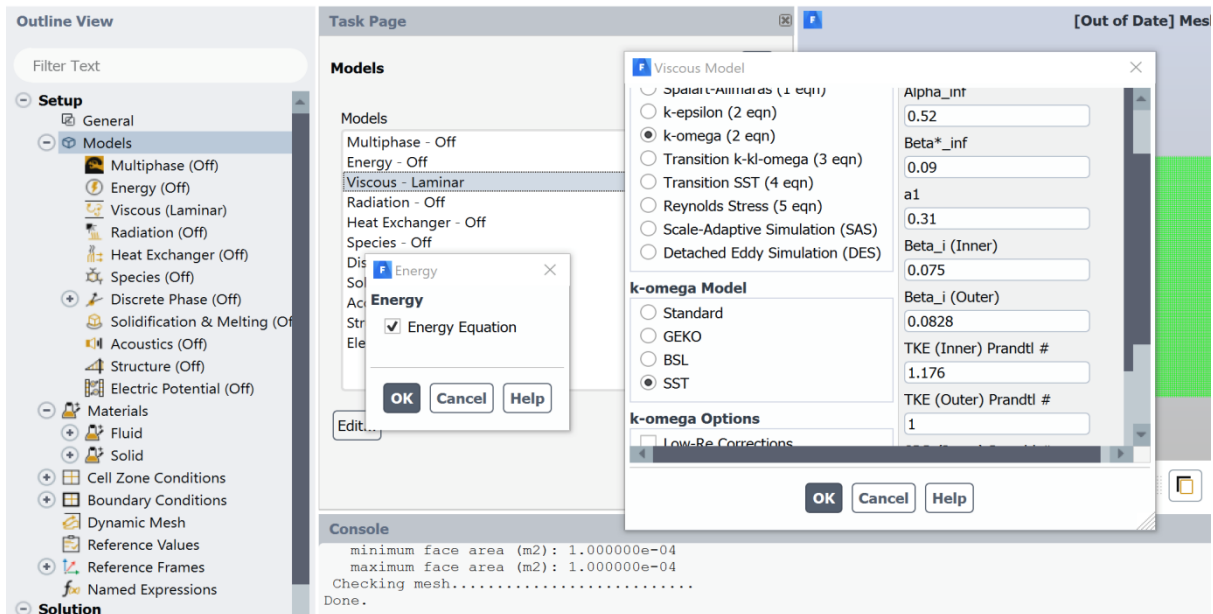


Figure 3.9: Etablir l'équation d'énergie et le modèle de turbulence.

L'étape suivant nous définissons les propriétés des matériaux utilisés en cliquant sur *Materials* :

- Setup → Materials (Fluid « air » & solid « aluminum »).

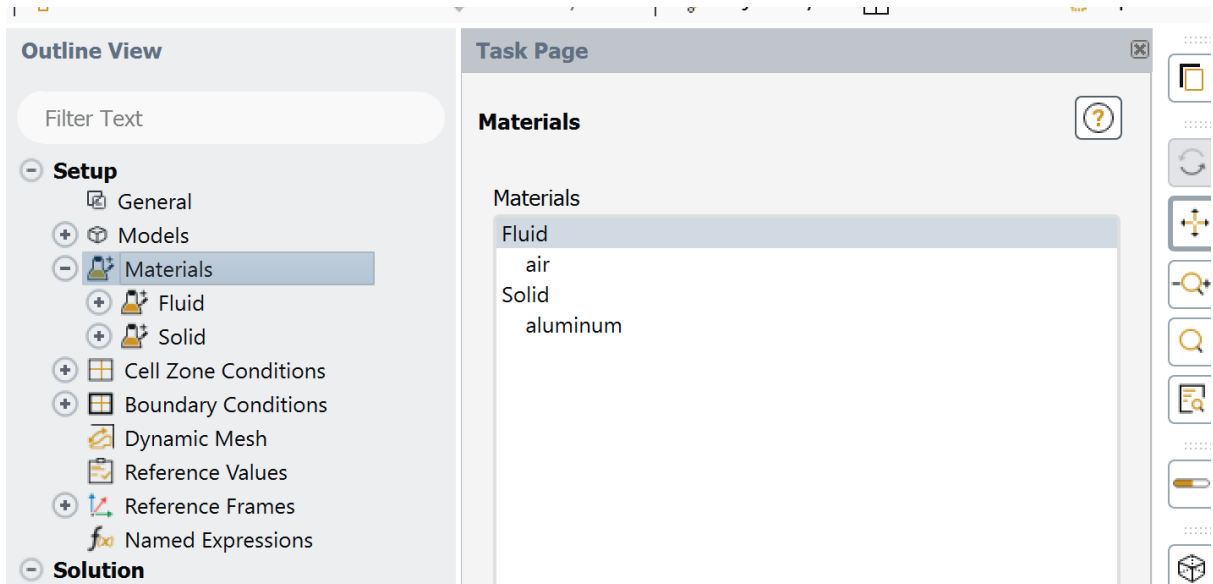


Figure 3.10: Propriétés des matériaux.

Après avoir terminé la définition des propriétés des matériaux utilisés, on va passer au choix des conditions aux limites : chaque frontière du domaine d'écoulement nécessite des conditions spécifiques. Cela peut inclure des conditions pour les parois, les entrées et sorties, l'axe de symétries, ainsi que les frontières avec un entraînement libre.

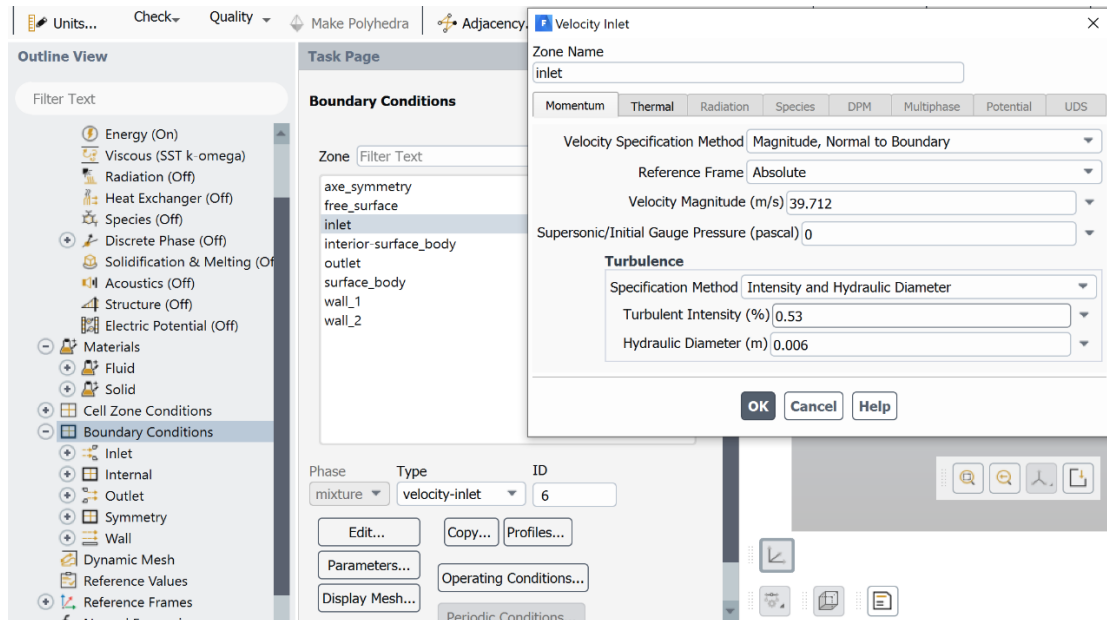


Figure 3.11: Les conditions aux limites.

3.3.4 Conditions aux limites

Les propriétés du fluide (l'air) sont :

Tableau 3.2 présenter les propriétés de fluide Après l'interpolation des paramètres a la température de jet:

Tableau 3.2: Propriétés du fluide.

Fluide	ρ [kg/m ³]	μ [kg/m s]
Air	1.077	1.974 E-5

- Choix de solution : Setup → Solution → Methods → Scheme...

Pour le couplage pression- vitesse nous avons choisir l'algorithme SIMPLE et choisir le schème de Second Ordre Upwind pour la discrétisation des termes convectif.

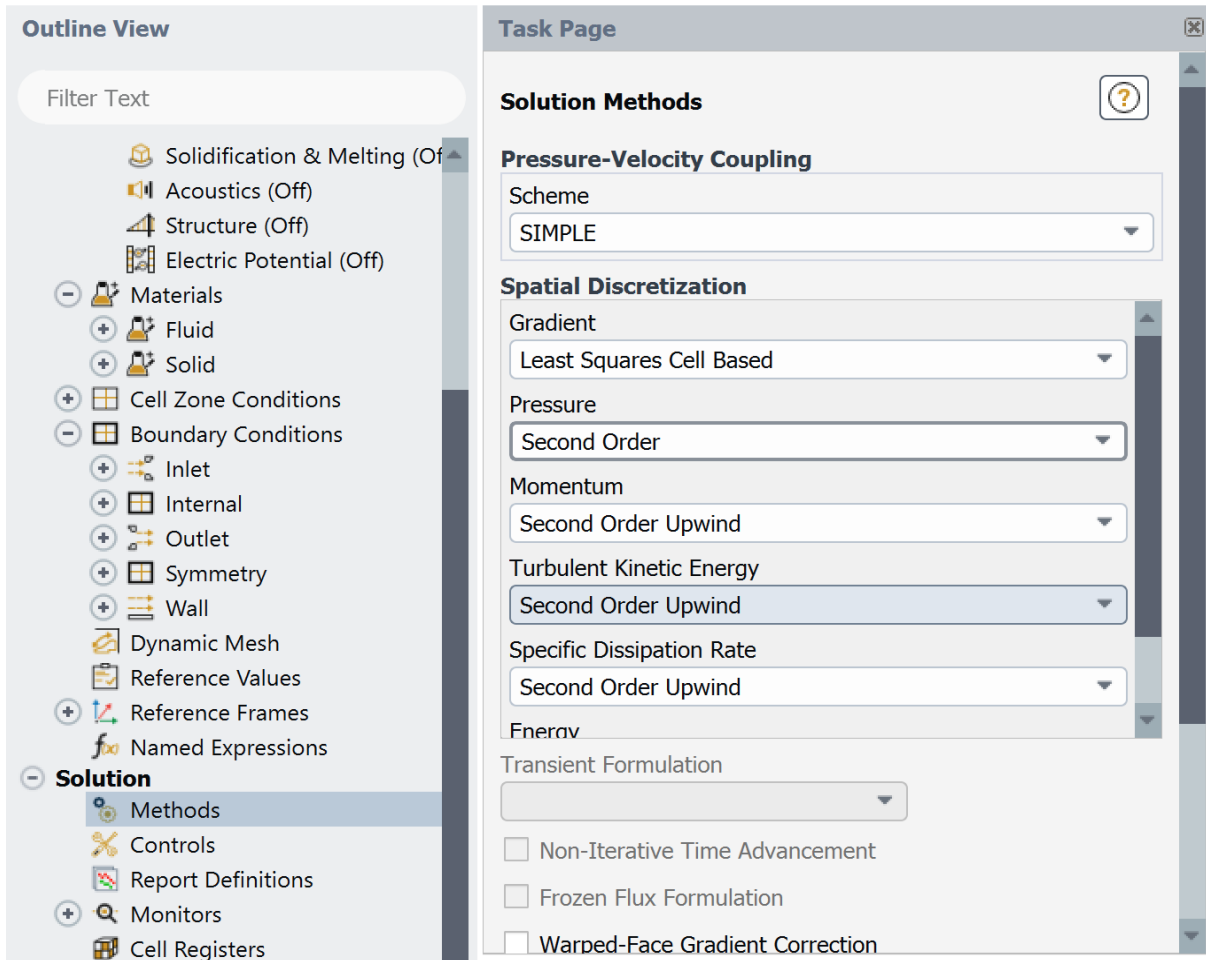


Figure 3.12: Schéma de solution.

Initialisation de domaine d'études (donner des valeurs initiales pour champs d'écoulement) :

- Setup → Solution → Monitors → initialization...

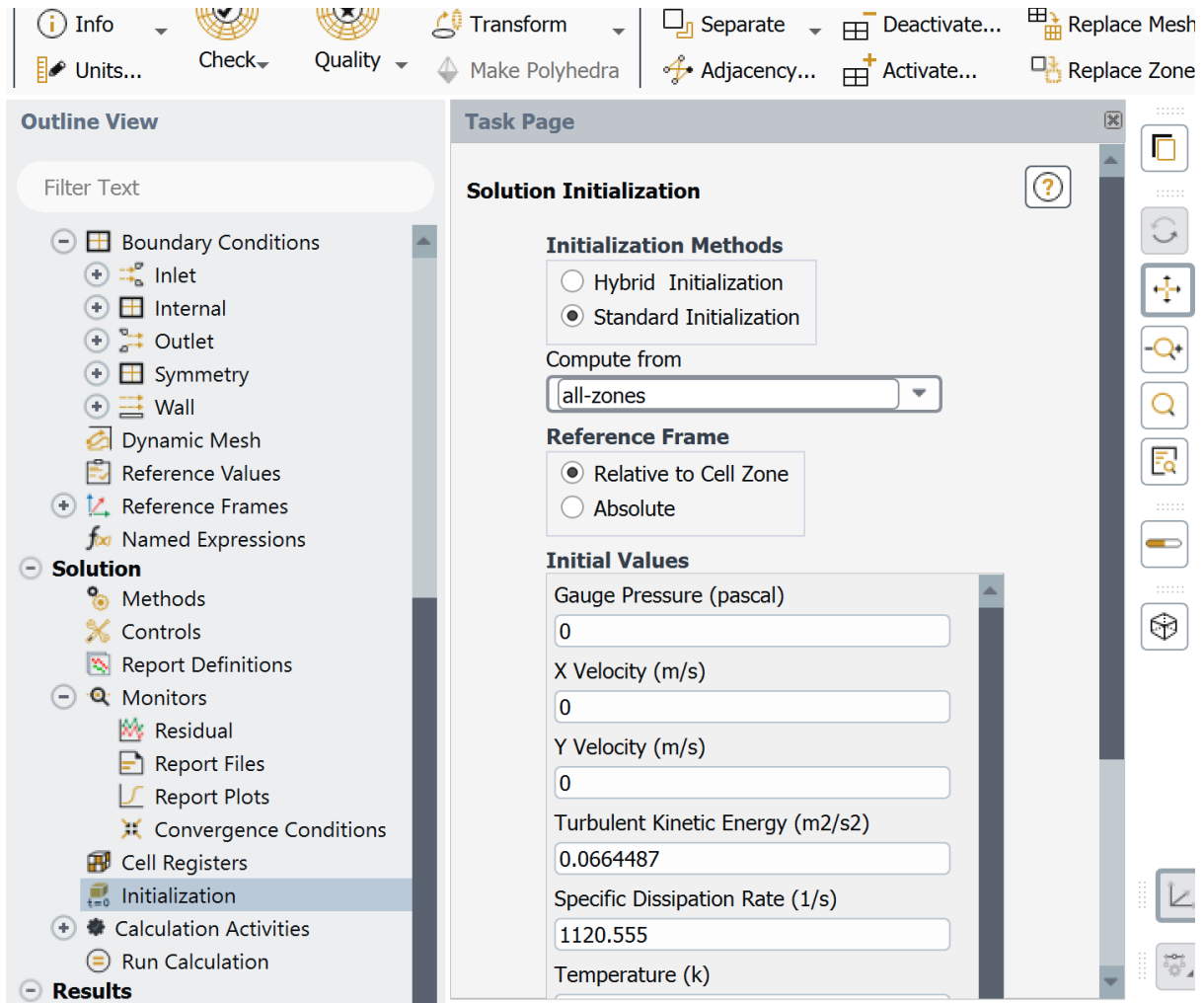


Figure 3.13: Initialisation par vitesse et la température à l'entrée.

Après avoir effectué l'initialisation, nous passons à l'étape suivante, cette étape est considérée comme la dernière :

- Setup → Monitors → Run calculation → Number of iterations...

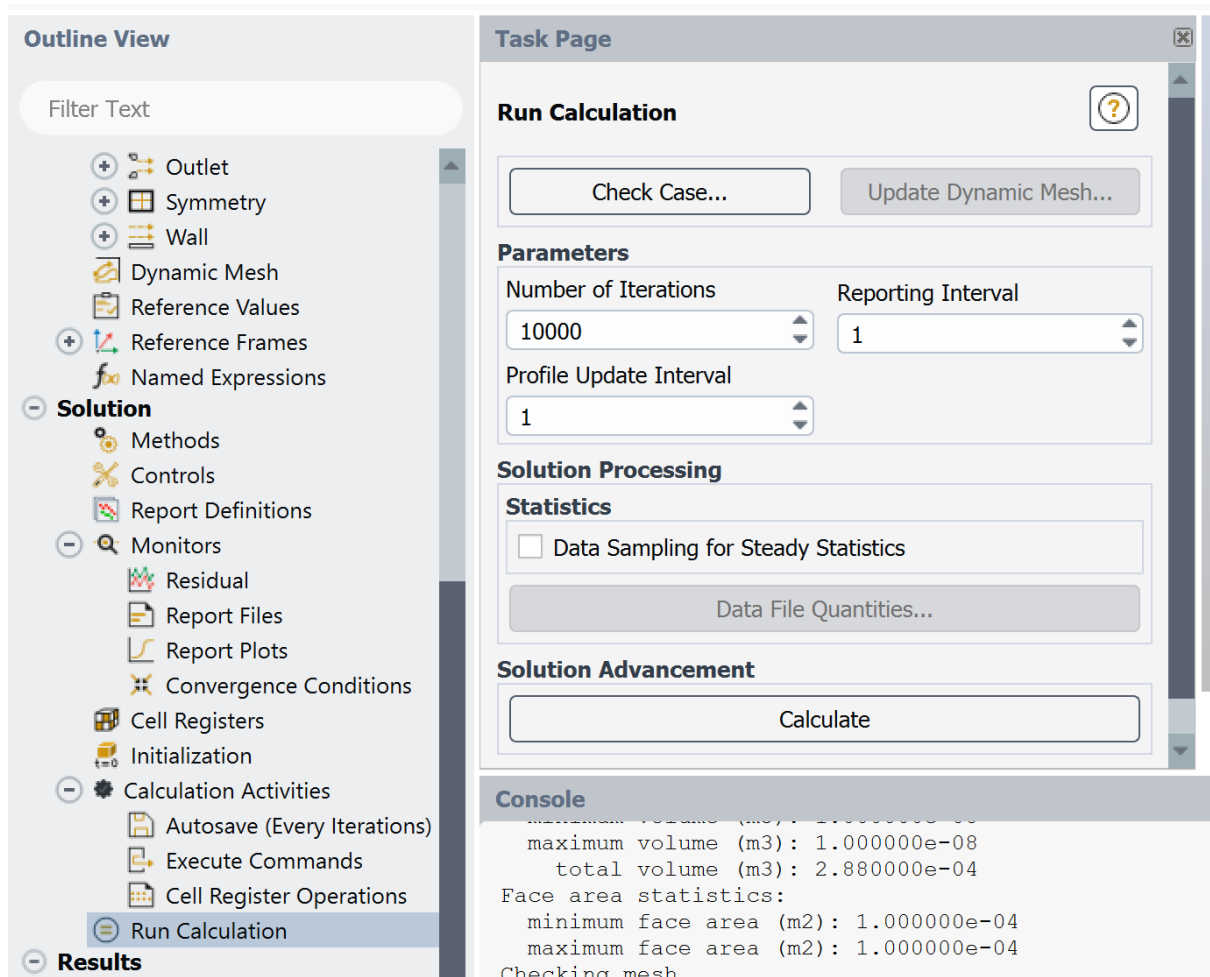


Figure 3.14: Lancement les itérations.

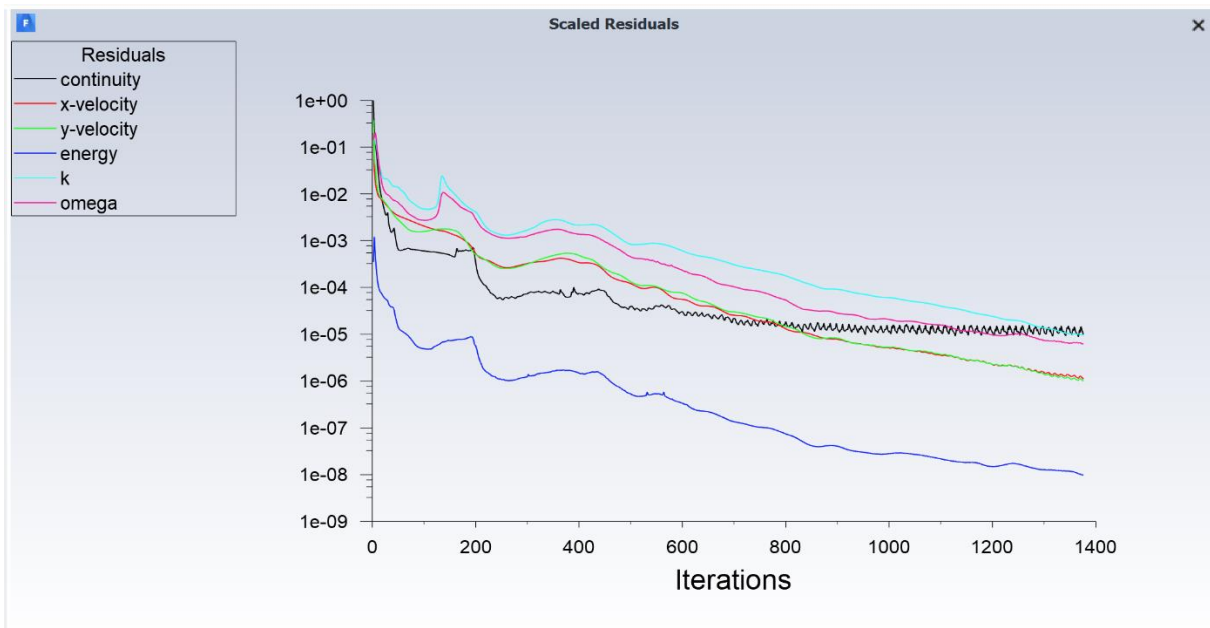


Figure 3.15: Allure de l'évolution des résidus de calcul.

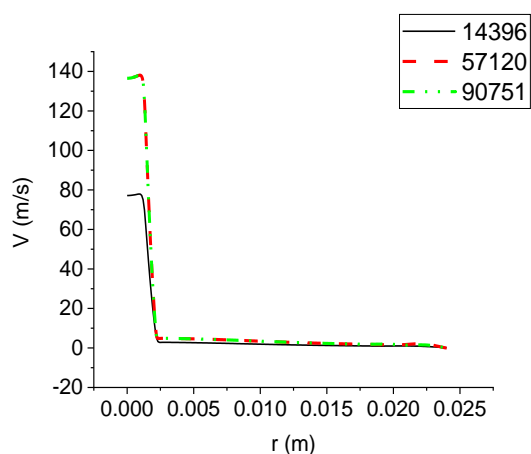
Chapitre 4 Discussion des résultats

Ce chapitre traite les résultats obtenu avec le logiciel ANSYS 19 R 3 d'un jet turbulent impactant une paroi plane avec le modèle de la turbulence SST $k-\omega$.

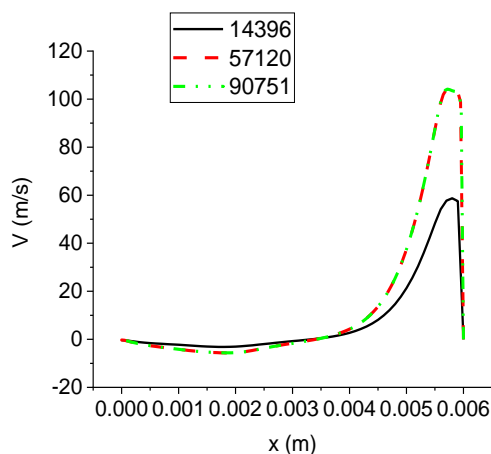
4.1 Effet de maillage

Dans cette section, nous avons testé effet de maillage sur la stabilité de la solution. Nous avons tracé et comparer les profils de vitesse, de température et d'énergie cinétique turbulente dans les régions du jet libre et du jet pariétal pour chaque maillage utilisé. Trois maillages sont utilisé, chacun caractérisé par un nombre de nœuds différent, avec : M1 (14396 nœuds), M2 (57120 nœuds), M3 (90751 nœuds).

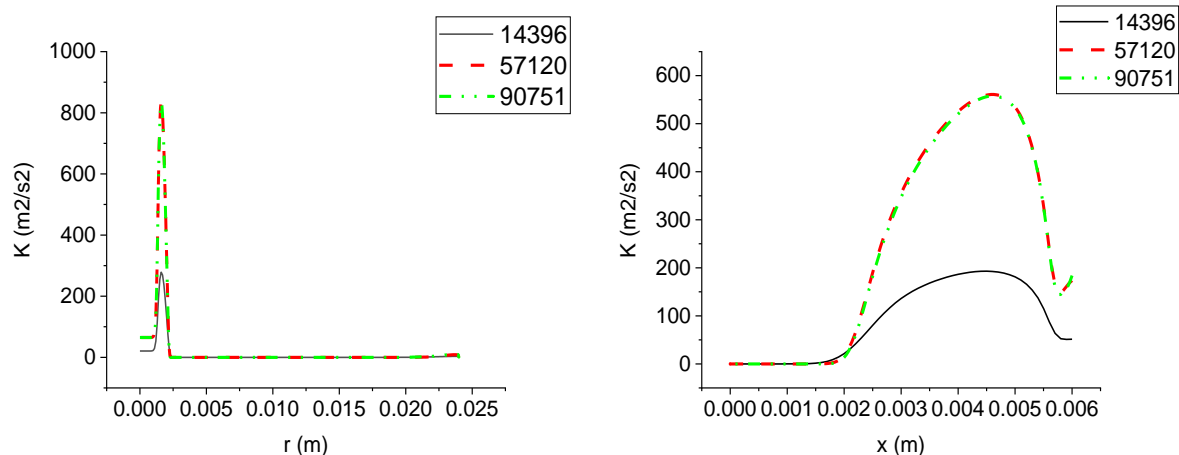
La figure 4.1 compare les profile de vitesse, la température et de l'énergie cinétique turbulente k pour différent position axial et radial. Le résultat obtenus montre que les profils sont presque identiques pour les deux maillages M2 et M3. Dans ce cas on a choisi le Maillage M2 avec un nombre de nœud égal à 57120.



a) Vitesse a $x=0.003$ (m)

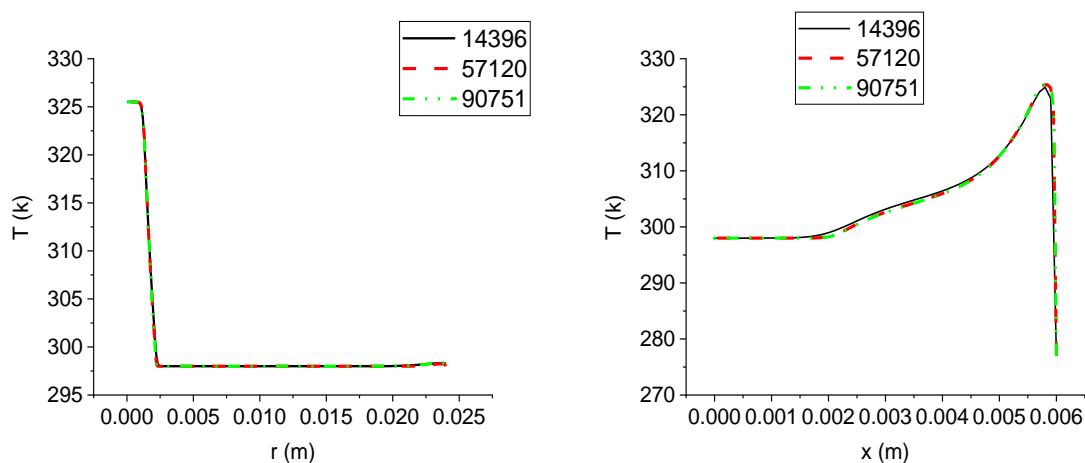


b) Vitesse a $r=0.002$ (m)



a) L'énergie turbulence k à $x=0.003$ (m)

b) L'énergie turbulence k à $r=0.002$ (m)



a) Température a $x=0.003$ (m)

b) Température a $r=0,002$ (m)

Figure 4.1 : Les profils de vitesse, température et l'énergie cinétique turbulente k dans les trois maillages.

4.2 Validation

La figure 4.2 compare les valeurs calculées du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de R/D (rayon de la plaque d'impact / diamètre du jet) avec les données expérimentales de **Sagot et al. [2]**. Il a été remarqué qu'il y a une sous-estimation du nombre adimensionnel en question pour les valeurs de $R/D = 4$ et 6 et un accord la valeur de $R/D = 8$. Tous les résultats présentés ci-dessous concernent des jets impactant des parois plane de rayon $R/D = 8$.

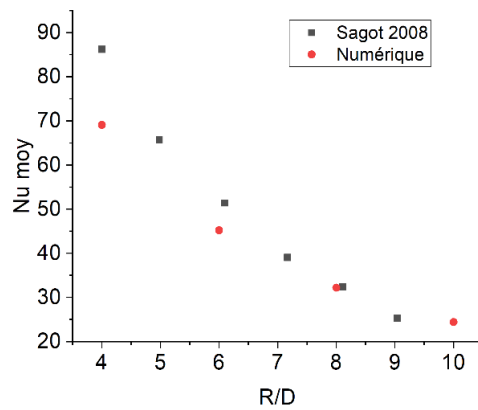


Figure 4.2 : Comparaison de valeurs numériques et expérimentales (Sagot 2008) du nombre de Nusselt moyen.

4.3 Effet de nombre de Reynolds

Afin d'étudier l'effet du nombre de Reynolds sur les champs dynamiques et thermiques, nous avons choisi quatre valeurs différentes : $Re = 5000$, 10000 , 23000 et 30000 . Les autres paramètres ont été maintenus constants, avec $H/D = 2$ et $R/D = 8$.

La figure 4.3 présenter les contours de vitesse pour différent nombre de Reynolds considère. Il est clairement visible qu'il y effet important de nombre de Reynolds sur la vitesse. Pour une valeur faible de nombre de Reynolds $Re = 5000$ il y une faible vitesse dans tous le domaine (jet libre et jet pariétale). Quand le nombre de Re augmente les valeurs de vitesse augmente aussi.

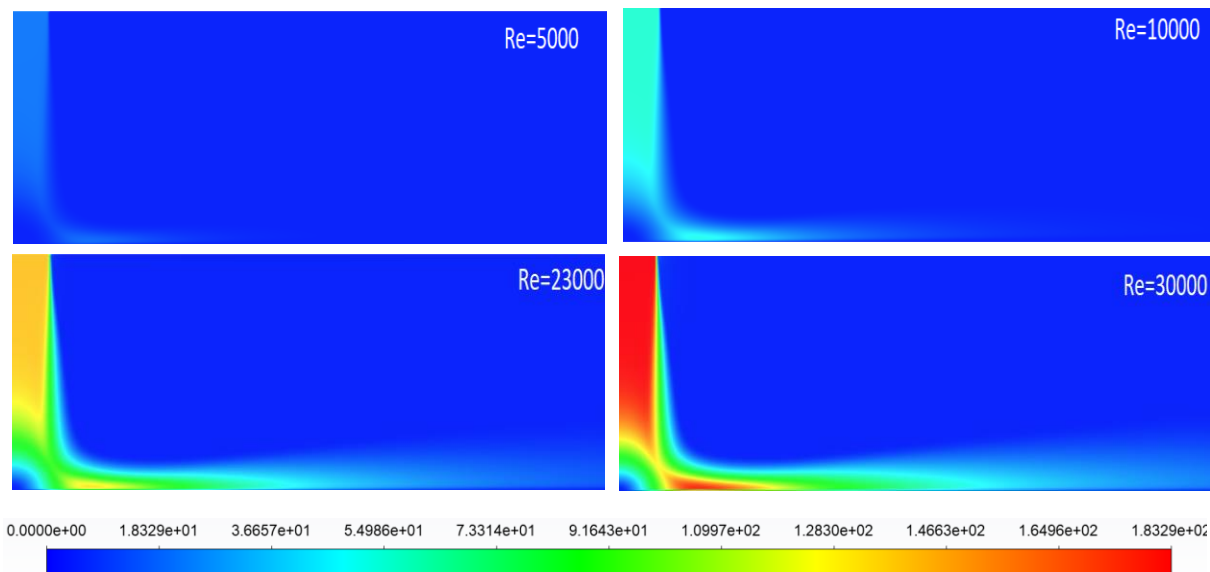


Figure 4.3 : Les contours de vitesse -effet du Reynolds.

La figure 4.4 présenter les profile de vitesse à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m) en remarque que il y une accélération de fluide dans les cas de nombre de Reynolds la plus grande valeur $Re = 30000$.

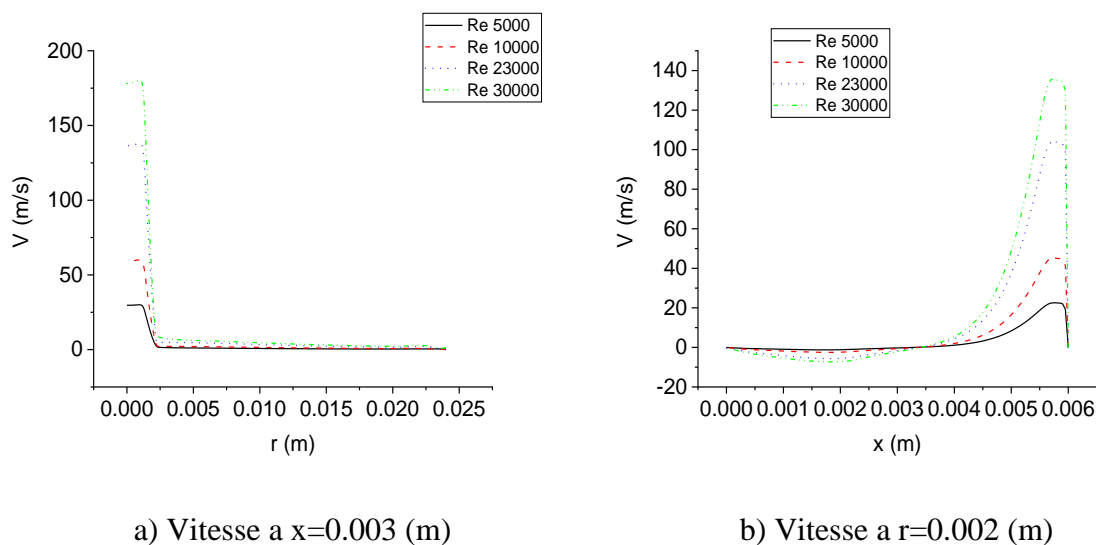


Figure 4.4 : Les profils de la vitesse -effet de Reynolds.

La figure 4.5 montre les contours d'énergie cinétique turbulente pour différent nombre de Reynolds considère. Les champs de l'énergie cinétique turbulente dans le jet libre et jet pariétal n'est pas influence par la variation de nombre de Reynolds. Les valeurs d'énergie cinétique le plus intense sont observé dans la zone fort cisaillement et dans le jet pariétal à peu près aux positions r varie entre 2.5 et 4.5 (mm).

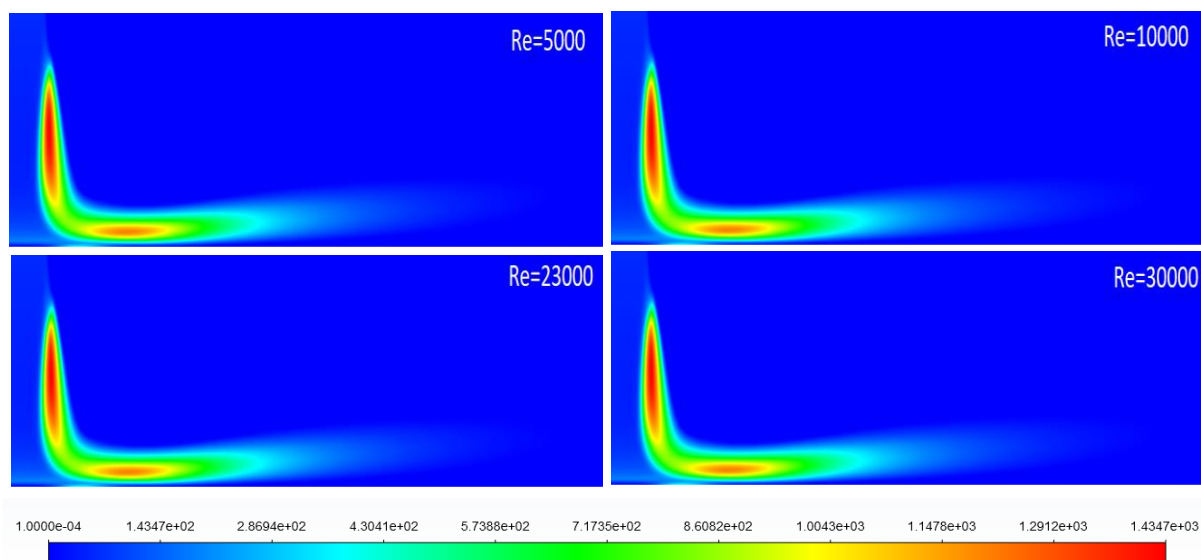
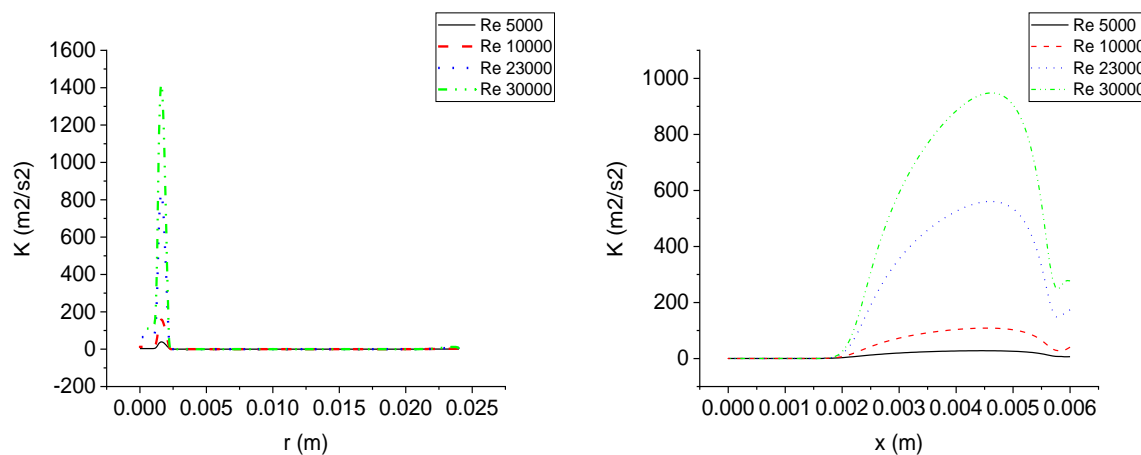


Figure 4.5 : les contours de l'énergie cinétique turbulente k-effet du Reynolds.

La figure 4.6 présenter les profile d'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Le profiles de l'énergie cinétique turbulente confirme les contours de vitesse, un pic de l'énergie cinétique est remarque près de parois (jet pariétal) et dans la zone de fort cuisamment en remarque aussi que quand en augmente le nombre de Reynolds l'intensité de turbulence augmente aussi.



a) L'énergie turbulence k a $x=0.003$ (m) b) L'énergie turbulence k a $r=0.002$ (m)

Figure 4.6 : Les profiles de l'énergie cinétique turbulente K -effet de Reynolds.

La figure 4.7 montre les contours de température pour différent nombre de Reynolds considère. Le champ de température dans le jet libre et le jet pariétal n'est pas influencé par le changement de nombre de Reynolds. Le fluide garde la même température du jet à l'intérieur du noyau

potentiel jusqu'à une distance radiale égale à environ $2 D$ à $2.5 D$ le long de la paroi d'impact, à partir du point de stagnation en suite une diminution de température.

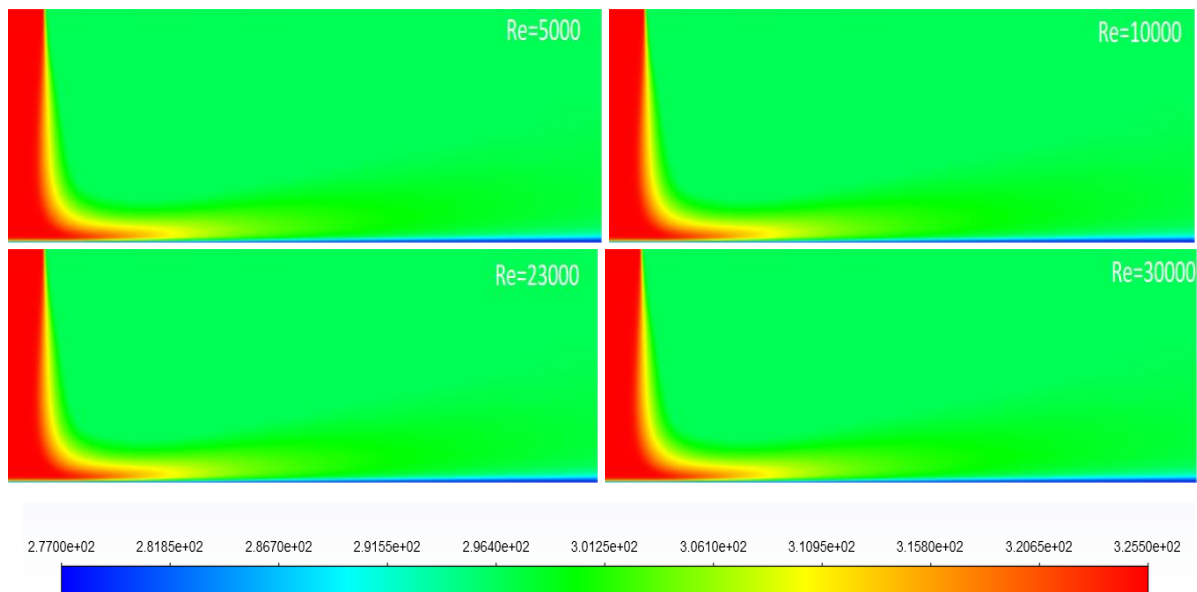
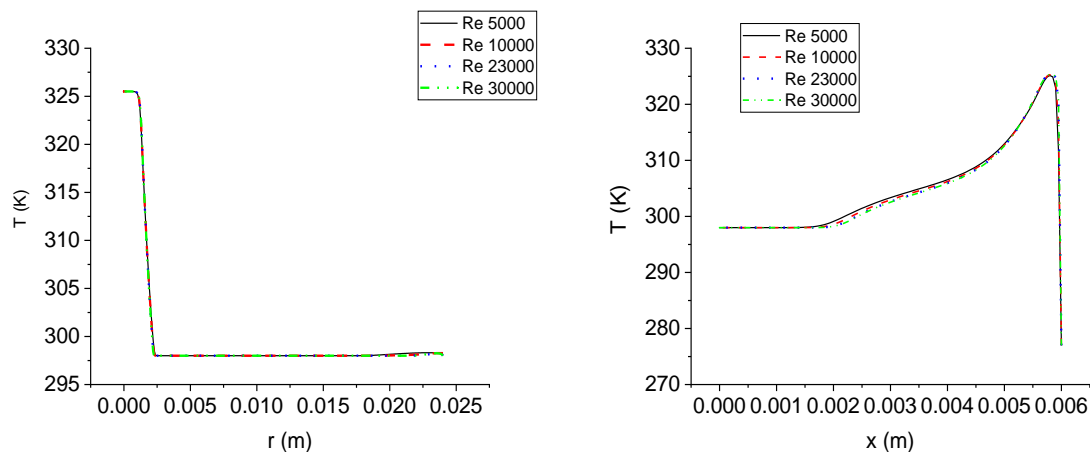


Figure 4.7 : Les contours de température -effet du Reynolds.

La figure 4.8 présenter les profile de température à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Comme a été mentionner dans les contours il n'y pas d'influence de nombre de Reynolds.



a) Température a $x=0.003$ (m)

b) Température a $r=0.002$ (m)

Figure 4.8 : Les profils de la température -effet de Reynolds $r=0.002$ (m) $x=0.003$ (m).

Le tableau 4.1 résume les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombres de Reynolds. On remarque que la valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la

valeur de nombre de Reynolds $Re = 30000$. Quand le nombre de Reynolds diminue les valeurs du nombre de Nusselt diminuent aussi.

Tableau 4.1 : Nusselt moyen- Effet de Reynolds.

Re	5000	10000	23000	30000
Nu moy	9.14939132	16.1015769	32.0970911	39.6790173

4.4 Effet de R/D

Pour étudier l'effet du rayon de la plaque / le diamètre de jet (R/D) sur les champs dynamiques et thermiques, nous avons choisi quatre valeurs différentes : $R/D = 4, 6, 8$ et 10 . Les autres paramètres ont été maintenus constants, avec $H/D = 2$ et $Re = 23000$.

La figure 4.9 présenter les contours de vitesse pour différent rayon de la plaque sur le diamètre de jet (R/D) considère. D'après le principe de conservation de la masse quand le diamètre de jet diminuer la vitesse dans le jet augmente. Sa explique que si le rapport R/D augmente la vitesse aussi augmente dans le jet libre et jet pariétal.

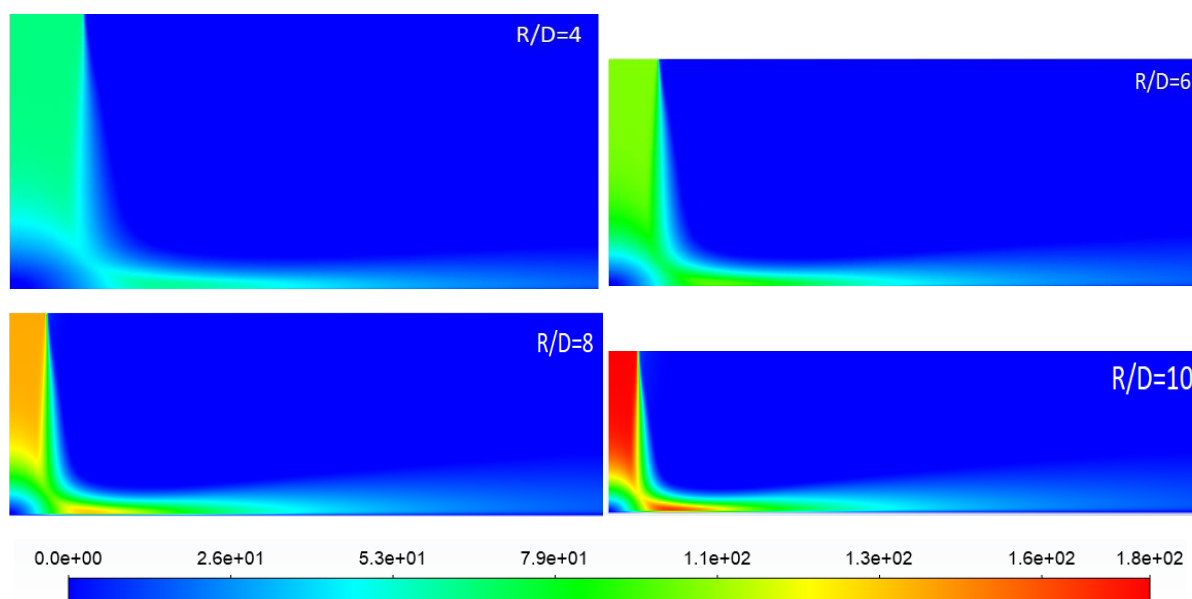


Figure 4.9 : Contours de vitesse -effet de R/D.

La figure 4.10 présenter les profile de vitesse à la position radiale $r = 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m). Des valeurs maximales de vitesse sont enregistré dans le cas de $R/D = 10$.

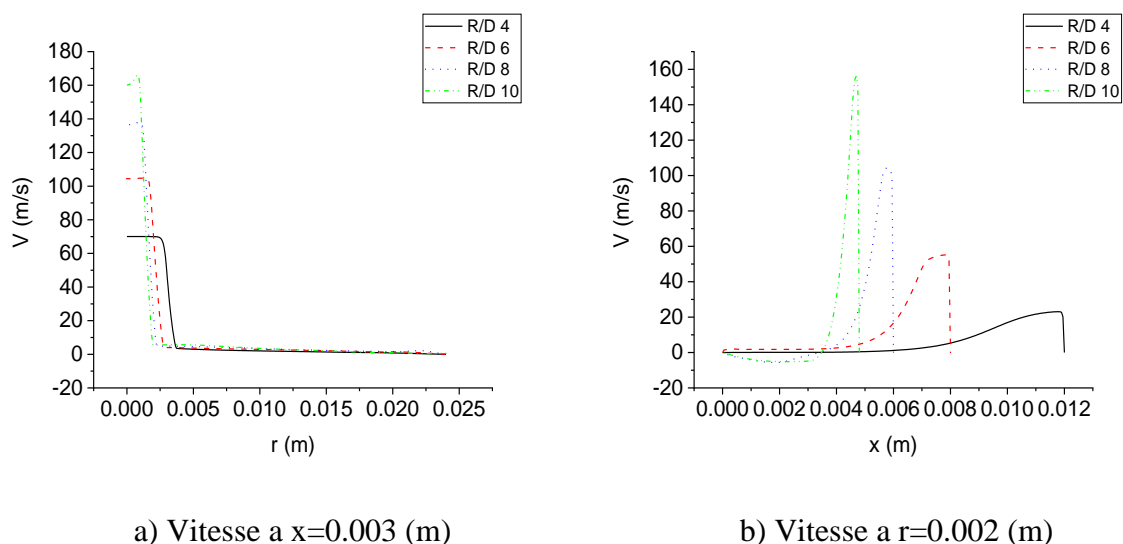


Figure 4.10 : Les profils de la vitesse -effet de R/D.

La figure 4.11 montre les contours d'énergie cinétique turbulente pour rayon de la plaque/le diamètre de jet considère.il est clairement visible quand le rapport R/D augmente l'énergie cinétique turbulente augmente aussi. Les valeurs d'énergie cinétique le plus intense sont observé dans cas $R/D = 10$.

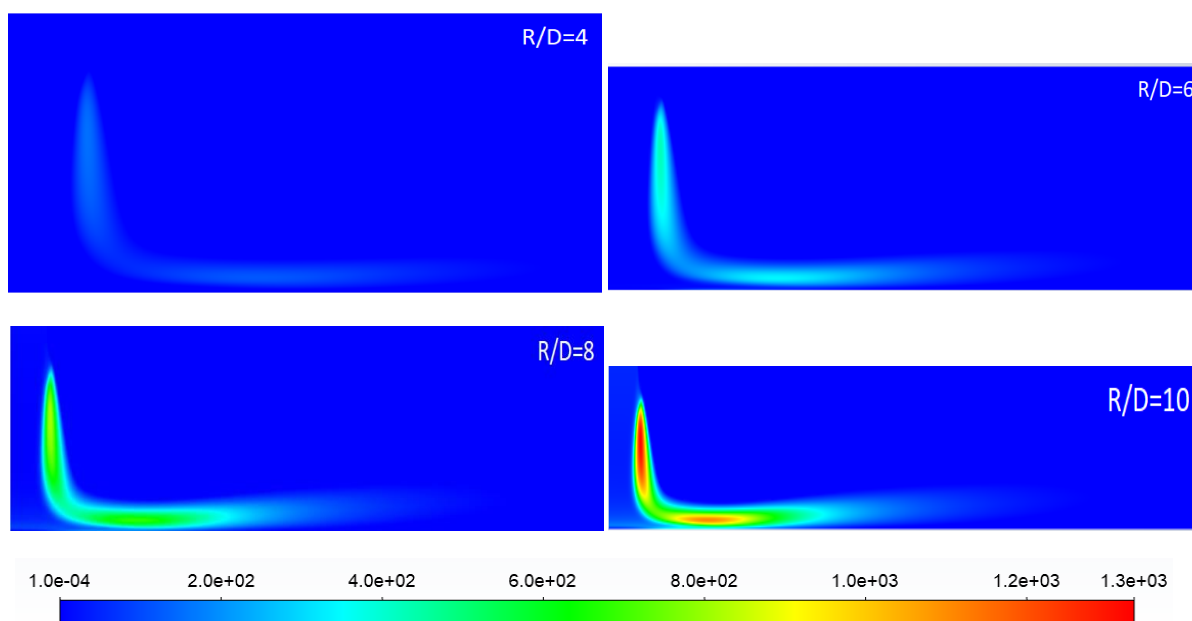
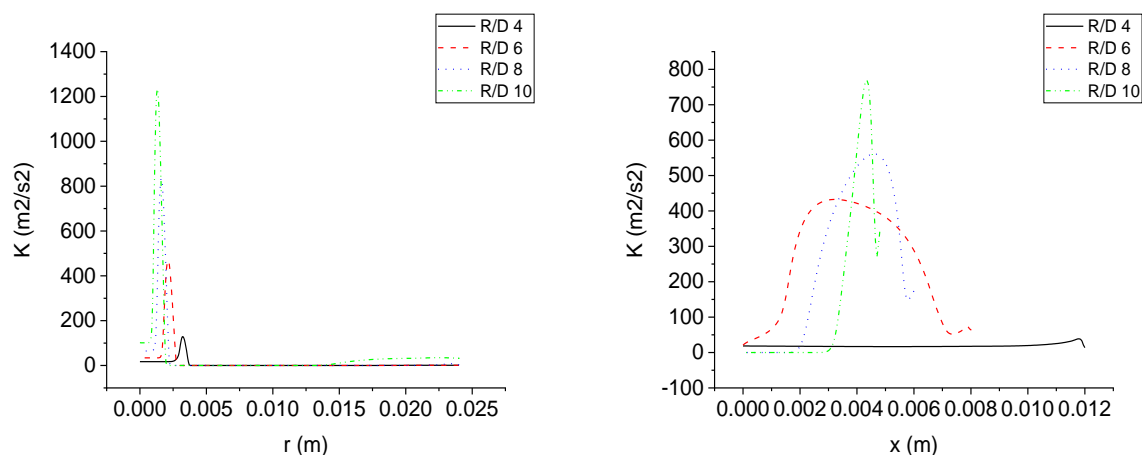


Figure 4.11 : Contours de l'énergie cinétique turbulente -effet de R/D (mm).

La figure 4.12 présenter les profile d'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Les profils de vitesse confirment les contours, des valeurs maximale d'énergie cinétique turbulente sont enregistré dans le cas de $R/D = 10$.



a) L'énergie Turbulente K a $x=0.003$ (m)

b) L'énergie Turbulente K a $r=0.002$ (m)

Figure 4.12 : Les profils de l'énergie cinétique turbulente K -effet de R/D.

La figure 4.13 montre les contours de température pour différent rayon de la plaque/diamètre de jet considère. Le champ de température dans le jet libre et le jet pariétal influencé par le changement rayon de la plaque/diamètre de jet. Le fluide garde la même température du jet à l'intérieur du noyau potentiel jusqu'à la moitié de la plaque pour la valeur de $R/D = 4$ et des distances moins pour les autres valeurs R/D.

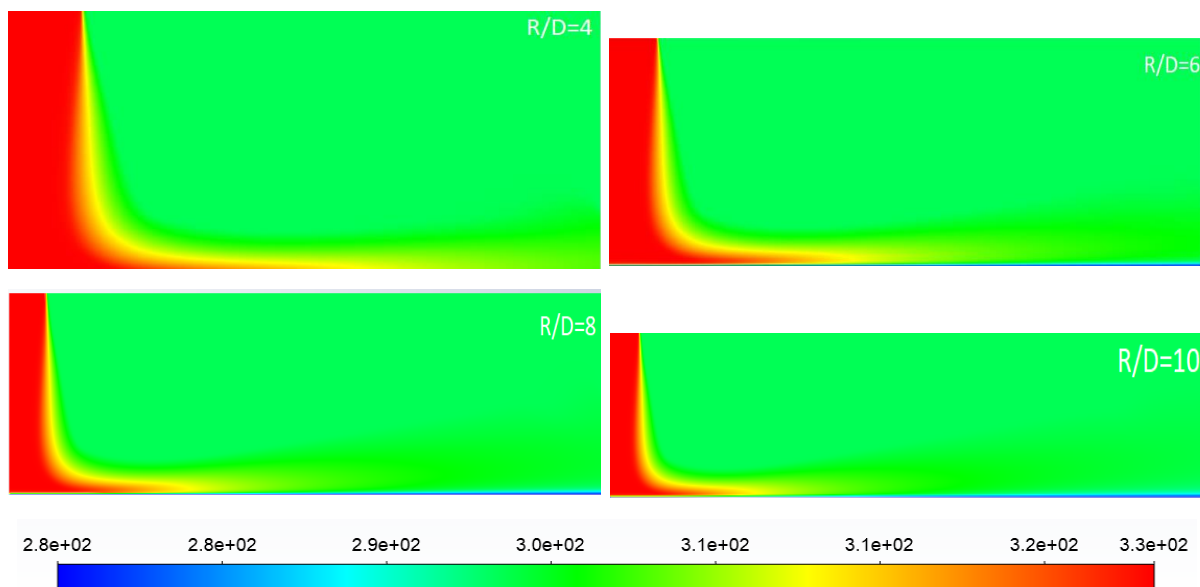
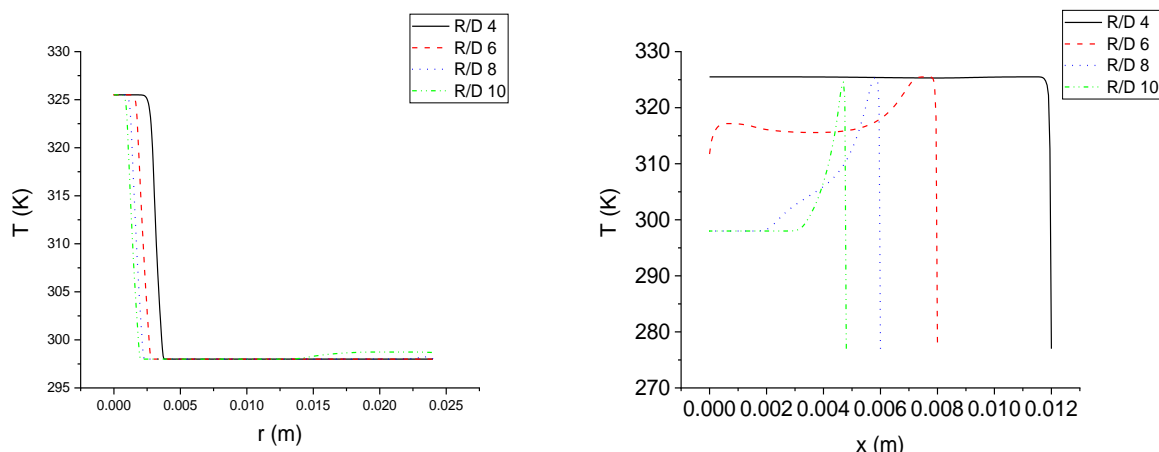


Figure 4.13 : Contours de température -effet de R/D (mm).

La figure 4.14 présenter les profile de température à la position radiale $r = 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m). il n'y pas d'influence de R/D.



a) Température a x=0.003 (m)

b) Température a r=0.002 (m)

Figure 4.14 : Les profils de la température -effet de R/D r=0.002(m) x=0.003(m).

Le tableau 4.2 résume les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les différents rayons de la plaque sur le diamètre de jet (R/D). On remarque que la valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la valeur de R/D = 4. Quand R/D augmente les valeurs du nombre de Nusselt diminuent.

Tableau 4.2 : Nusselt moyen- Effet de R/D.

R/D (mm)	4	6	8	10
Nu moy	69.0781503	45.2127349	32.2146789	24.4061603

4.5 Effet de différence de température

Cette partie concerne l'effet de la différence de température entre le jet et la paroi (ΔT) sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement. Quatre rapports de température $\Delta T = 34, 44, 52.5$ et 64 ($^{\circ}\text{C}$) ont été considérés avec un nombre de Reynolds $\text{Re} = 23000$, un rayon de la plaque $R/D = 8$ et une distance buse/paroi $H/D = 2$.

La figure 4.15 présenter les contours de vitesse pour différent rapport de température (ΔT) considère. Il est clairement visible qu'il n'y pas un effet important de rapport de température (ΔT) sur la vitesse.

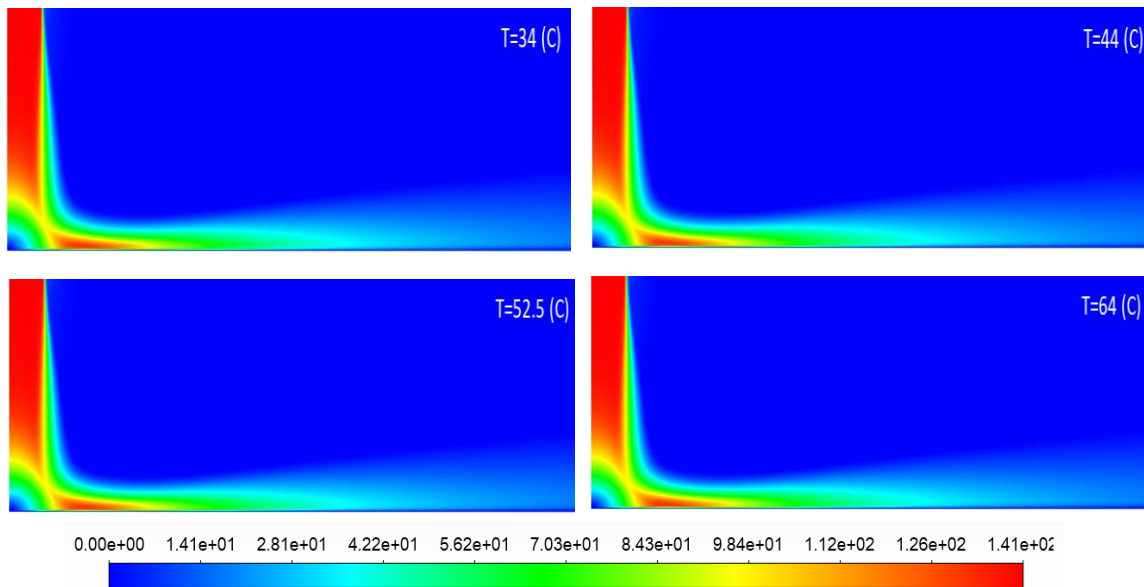


Figure 4.15 : Contours de vitesse - Effet de ΔT .

La figure 4.16 présenter les profile de vitesse à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Les profils de vitesse confirme les contours, qu'il n'y pas un effet important de rapport de température (ΔT) sur la vitesse pour les quatre cas.

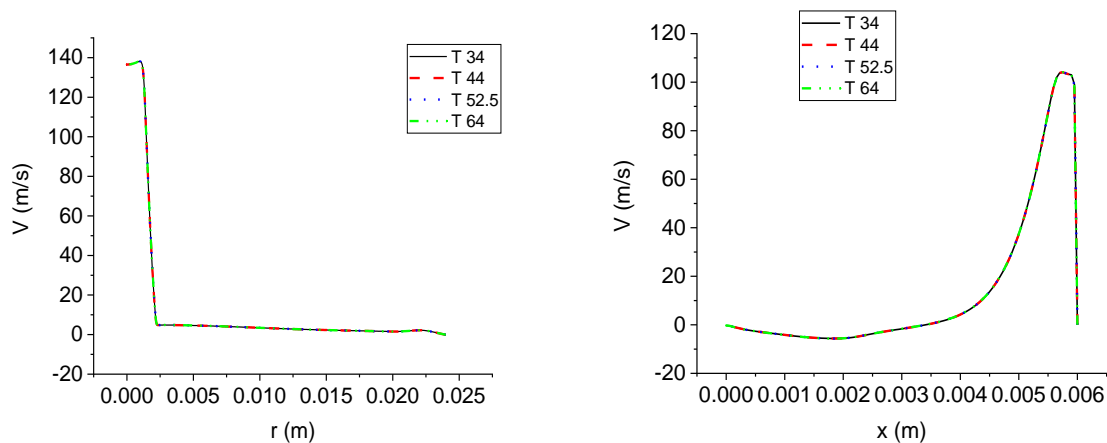


Figure 4.16 : Les profils de vitesse - Effet de ΔT .

La figure 4.17 montre les contours d'énergie cinétique turbulente pour le rapport de température considère.la même remarque pour l'énergie cinétique turbulente il n'y pas d'effet de ΔT .

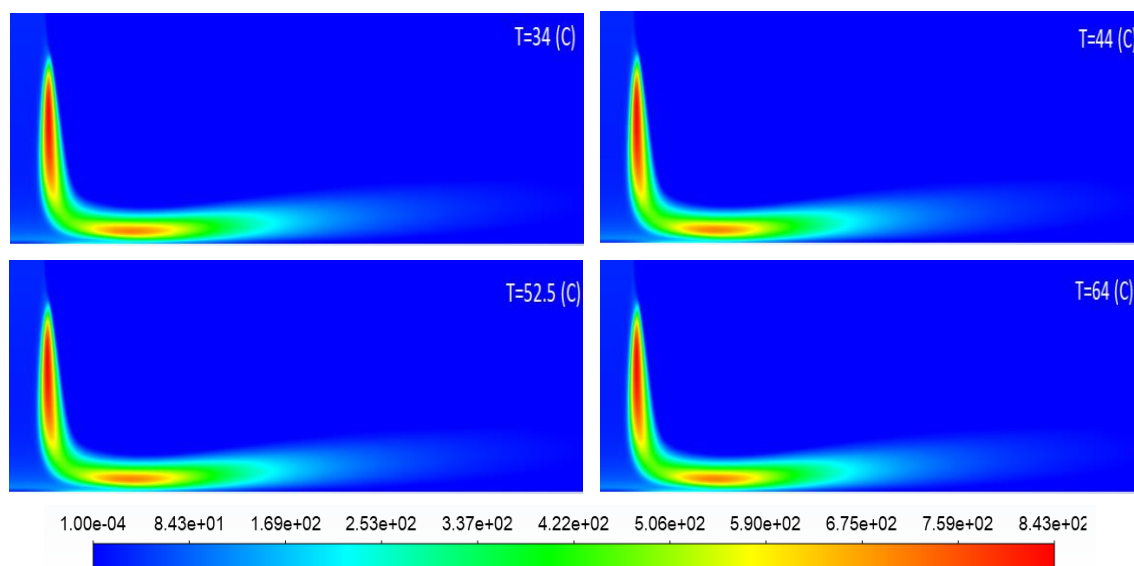


Figure 4.17 : Contours de l'énergie cinétique turbulente - Effet de ΔT .

La figure 4.18 présenter les profile d'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Les profils confirme les contours, qu'il n'y pas un effet de rapport de température (ΔT) sur la vitesse pour les quatre cas.

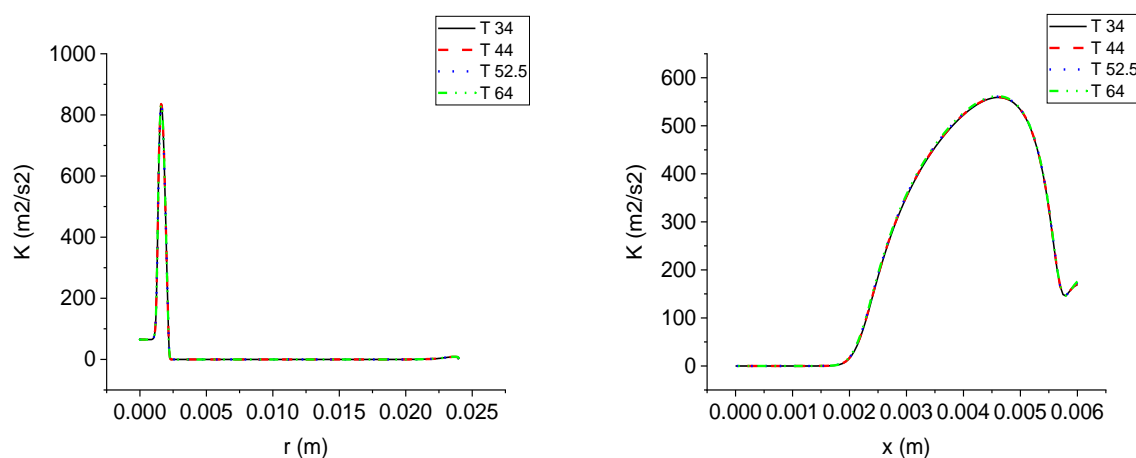


Figure 4.18 : Les profils de l'énergie cinétique turbulente - Effet de ΔT .

La figure 4.19 montre les contours de température pour différent rapport de température considère. Le champ de température dans le jet libre influence par le changement de température de jet la même chose par rapport au jet pariétal. Quand la température de jet augmente la température de dans le domaine augmente aussi. Dans le cas de rapport de température $\Delta T = 64(^{\circ}C)$ le fluide garde leur température maximal jusqu'à une distance radial $r = 2.5$ (mm).

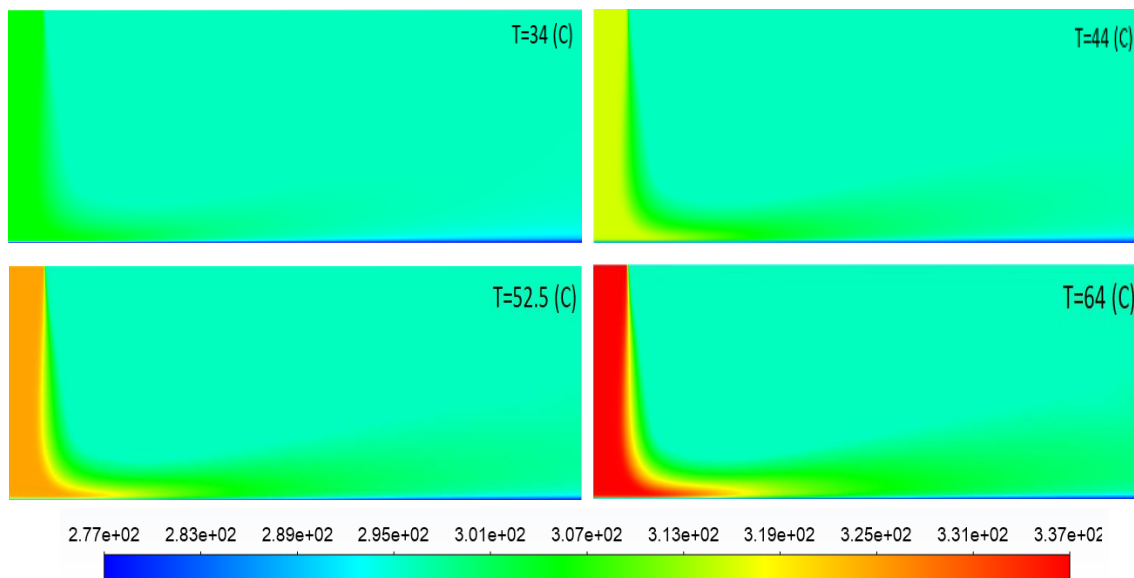


Figure 4.19 : Contours de température - Effet de ΔT .

La figure 4.16 illustre les profile température à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m). Des valeurs maximales de température sont enregistrées pour les cas de température ($\Delta T = 64(^{\circ}C)$).

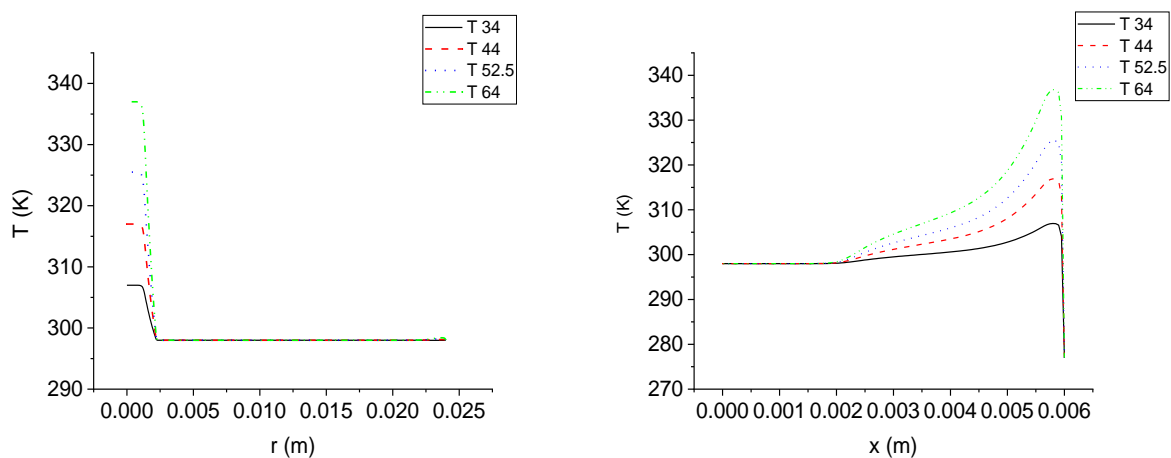


Figure 4.20 : Les profils de la température - Effet de ΔT .

Le tableau 4.3 résume les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les différents rapports de température. On remarque que la valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la valeur de $\Delta T= 64$ ($^{\circ}C$). Quand ΔT augment les valeurs du nombre de Nusselt augmente aussi.

Tableau 4.3 : Nusselt moyen- Effet de ΔT .

ΔT (C)	34	44	52.5	64
Nu moy	26.6589401	30.0921319	32.0970911	35.1948785

Conclusion et perspectives

Une simulation numérique d'un jet turbulent impactant une paroi plane a été effectuée par le code commercial ANSYS 19 R3 par le modèle de turbulence SST $k-\omega$. Nous avons étudié l'effet de nombre de Reynolds, le rayon de la plaque/diamètre de jet et la différence de température entre le jet et la paroi sur le comportement dynamique et thermique.

Les conclusions sont résumées comme suit :

- Le jet impactant une paroi plane se divise en trois zones : zone de jet libre, zone de stagnation, zone de jet pariétal.
- Il y a une relation directe entre le nombre de Reynolds et le transfert de chaleur et l'augmentation de nombre de Reynolds entraîne une augmentation proportionnelle de nombre de Nusselt.
- Les champs de l'énergie cinétique turbulente dans le jet libre et jet pariétal n'est pas influencé par la variation de nombre de Reynolds.
- Le champ de température dans le jet libre et le jet pariétal n'est pas influencé par le changement de nombre de Reynolds.
- La valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la valeur de nombre de Reynolds $Re = 30000$.
- Le rapport R/D augmente la vitesse aussi augmente dans le jet libre et jet pariétal.
- Des valeurs maximales de vitesse sont enregistré dans le cas de $R/D = 10$.
- Le rapport R/D augmente l'énergie cinétique turbulente augmente.
- Les valeurs d'énergie cinétique le plus intense sont observé dans cas $R/D = 10$.
- Que la valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la valeur de $R/D = 4$.
- Quand R/D augment les valeurs du nombre de Nusselt diminuent.
- Qu'il n'y pas un effet important de rapport de température (ΔT) sur la vitesse.
- L'énergie cinétique turbulente il n'y pas d'effet de ΔT .
- La température de jet augmente la température de dans le domaine augmente.
- Dans le cas de rapport de température $\Delta T = 64(^{\circ}\text{C})$ le fluide garde leur température maximal jusqu'à une distance radial $r = 2.5$ (mm).

- Des valeurs maximales de température sont enregistrées pour les cas de température ($\Delta T = 64(^{\circ}\text{C})$).
- Quand ΔT augmente les valeurs du nombre de Nusselt augmentent aussi.

Nous terminons ce mémoire par des perspectives :

- Etude de l'effet de modèle de turbulence sur dynamique et thermique par un jet impactant.

Référence

- [1]. B. Sagot, G. Antonini, A. Christegen et F. Buron, Jet impinging heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature, *Int. J. of Thermal Sciences*, 2008, Vol. 47, P. 1610-1619.
- [2]. Ravish Vinze, S. Chandel, M.D. Limaye, S.V. Prabhu, Influence of jet temperature and nozzle shape on the heat transfer distribution between a smooth plate and impinging air jets, *Int. J. of Thermal Sciences*, 2016, Vol. 99, P. 136-151.
- [3]. Ștefan-Mugur Simionescua, Nicoleta-Octavia Tănase, Diana Broboană, Corneliu Bălan, Impinging Air Jets on Flat Surfaces at Low Reynolds Numbers, *Energy Procedia*, 2017, Vol. 112, P. 194 – 203.
- [4]. K. Jambunathan, E. Lai, M.A. Moss, et B.L. Button, A review of heat transfer data for single circular jet impingement, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 1992, Vol. 13,P. 106-115.
- [5]. R. Viskanta, Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Exp Therm Fluid*, 1993, Vol. 6, P. 111-134.
- [6]. Naseem Uddin, Sven Olaf Neumann, Bernhard Weigand.2013. LES simulations of an impinging jet: On the origin of the second peak in the Nusselt number distribution. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol 57, P. 356–368.
- [7]. D. Cooper, D. Jackson, B. Launder et G. Liao, Impinging jet studies for turbulence model assessment. Part I: Flow-field experiments, *Int. J. Heat Mass Transf*, 1993, Vol. 36, No. 10, P. 2675-2684.
- [8]. ZIDOUNI, K, F. et MATAOUI, A., 2007, Simulation numérique d'un transfert thermique d'un jet rond impactant une cavité cylindrique, *revue des Energie Renouvelables CER'07 Oujda*, P. 259-264.
- [9]. Pierre AILLAUD, Florent DUCHAINE, Laurent GICQUEL (2015) Analyse aérothermique d'un jet circulaire impactant sur plaque plane à l'aide de la SGE. l'Equipe CFD42 Avenue Gaspard Coriolis, 31057 Toulouse, France.
- [10]. DAIRAY, T, FORTUNE, V, LAMBALLAIS, E et BRIZZI, Simulation numérique directes d'un jet impactant, 20ème Congrès Français de Mécanique, Besançon, France, 2011, P. 1-6.

- [11]. S. Ashfort-Frost et K. Jambunathan, Numerical prediction of semi-confined jet impingement and comparison with experimental data, *Int. J. Numer Meth Fluids*, 1996, Vol. 23, No. 03, P. 295-306.
- [12].McDaniel CS, Webb BW (2000) Slot jet impingement heat transfer from circular cylinder. *Int J Heat Mass Transf* 43:1975–1985
- [13].J. Wienand, A. Riedelsheimer et B. Weigand, Numerical study of a turbulent impinging jet for different jet-to-plate distances using two-equation turbulence models, *Eur. J. Mech. B. Fluids*, 2017, Vol. 61, P. 1-9.
- [14]. A. Derdouri, Z. Nemouchi and A. Benhacine, Numerical simulation of a turbulent round jet impinging on an axisymmetric corrugated surface with heat transfer, 6th International Symposium on Aircraft Materials ACMA, May 11-13 2016, Agadir- Morocco
- [15]. Kakac, S., Vasiliev, L.L., Bayazitoglu, Y. and Yener, Y. *Microscale Heat Transfer: Fundamentals and Applications*. Springer, New York, 2005.
- [16]. F. R. Menter, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA Journal*, 1994, Vol. 32, P. 1598-1605
- [17]. D. C. Wilcox, Formulation of the k-omega turbulence model revisited. *AIAA Journal*, 2008, Vol. 46, No. 11, P. 2823-2838.
- [18]. B. E. Launder et D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows,*Comp. Meth. Appl. Mech. Eng*, 1974, Vol. 3, No. 2, P. 269-289.
- [19]. Fluent Inc, ANSYS Fluent User’s Guide, Canonsburg.